

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra výrobních strojů a konstruování**

# **Úprava stroje pro testování autokol**

**Modification of Machine for Testing  
Auto-wheels**

**Student: Daniel Bugel**

**Osobní číslo BUG0010**

**Vedoucí bakalářské práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

**Ostrava 2020**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Daniel Bugel**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Úprava stroje pro testování autokol**  
**Modification of Machine for Testing Auto-wheels**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh rekonstrukce zkušebního stroje pro testování autokol. Při zpracování spolupracujte s firmou Maxion Wheels Czech s.r.o..  
Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

Výchozí parametry:

rozteč šroubů hnané hřídele 5 x 112 mm  
ohybový moment působící na hnanou hřídel 2,5 kNm  
otáčky hnací a hnané hřídele 800 až 1500 ot.min<sup>-1</sup>

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční zpracování způsobu upnutí přípravku pro dynamické měření, hnací a hnané hřídele, pohonu a úložného rámu včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 1xA0 doplněnou výrobním výkresem vybrané části navrženého mechanismu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS\_SME\_05\_003 verze: J *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*
- [2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [6]Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



---

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Orlové dne 18. května 2020.



.....  
podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou\*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),

beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou\*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),

bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské\*) práce bude uložen u vedoucího práce,

s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,

užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),

beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská\*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V orlové dne 18. května 2020.



.....  
Podpis studenta

## **Anotace bakalářské práce**

BUGEL, D. Úprava stroje pro testování autokol: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář, Ladislav.

Bakalářská práce se zabývá úpravou stroje pro testování autokol. Stroj se má připravit pro uchycení přípravku pro dynamické měření, aby se mohla ověřit přesnost měření stroje. Má být také vyrobena hřídel, která bude namáhána ohybem za rotace. Úvod práce se zabývá popisem únavových zkoušek prováděných ve firmě Maxion Wheels Czech. Dále je zhodnocen stávající stav zařízení. Další část se zabývá variantami zlepšení a zvýšení efektivity měření stroje. Výpočetní část se zabývá návrhem a kontrolním výpočtem vybraných konstrukčních uzlů.

## **Annotation of bachelor thesis**

BUGEL, D. Modification of car wheels testing machine: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář, Ladislav.

This Bachelor thesis deals with modifications for car wheels testing machine. To verify the machine's accuracy, we should prepare it for attachment of device for dynamic testing. A shaft which is stressed by bending during rotation would be manufactured.

The introduction deals with the description of fatigue tests performed in the company Maxion Wheels Czech. Furthermore is evaluated the current state of the machine. In the next part I deal with variants of improvement that increase efficiency of machine measurement. The computational part deals with the design and examination calculations of selected structural junctions.

# Obsah

Seznam použitých jednotek.....	9
Úvod.....	12
1 Metody únavových zkoušek pro autokola.....	13
1.1 Dynamická únavová zkouška ohybem za rotace.....	13
Princip zkoušky .....	13
1.2 Dynamická zkouška radiální únavy .....	15
1.3 Zkušební stroje pro zkoušku ohybu za rotace.....	16
Zkušební stroj BMW .....	16
Zkušební stroj Leonardo .....	17
Zkušební stroj Inmess.....	17
Porovnání strojů BMW, Leonardo a Inmess.....	18
2 Stávající stav zařízení .....	19
2.1 Upínání kola se stolem stroje .....	19
2.2 Spojení kola s hřídelí namáhanou na ohyb za rotace .....	20
2.3 Hřídel namáhaná na ohyb .....	21
2.4 Rotující hlava s nevývažky .....	21
2.5 Elektromotor .....	22
3 Varianty zlepšení stroje a zvýšení efektivity měření .....	23
3.1 Kalibrační přípravek .....	23
3.2 Upínání kola se stolem stroje .....	24
3.3 Spojení kalibračního přípravku s hnanou hřídelí.....	25
3.4 Hřídel namáhaná na ohyb .....	26
3.5 Rotující hlava s nevývažkem .....	27
3.6 Hnací hřídelka .....	29
3.7 Spojení hnací hřídele a hřídele z elektromotoru .....	30
4 Konstrukce stroje .....	31
4.1 Stůl stroje .....	31
4.2 Popis konstrukce stroje.....	32
4.3 Usazení elektromotoru .....	33

4.4	Konzola.....	33
4.5	Uchycení pohybového šroubu .....	34
4.6	Konstrukce krytu .....	35
4.7	Konstrukce kotvení .....	36
4.8	Výškové nastavení konstrukce .....	37
4.9	Korekce stroje.....	38
5	Výpočty .....	39
5.1	Výpočet výkonu motoru .....	39
	Výpočet točivého momentu .....	39
5.2	Výpočet kotoučové spojky s pružným členem .....	39
	Kontrola na otláčení.....	40
5.3	Návrh a kontrola hnací hřídele .....	41
	Dimenzování průměru hřídele .....	41
	Pevnostní výpočet svarů na hřídeli.....	41
5.4	Výpočet hřídele namáhané na ohyb za rotace .....	42
	Výpočet těžiště .....	42
	Výpočet odstředivé síly .....	43
	Výpočet průhybu.....	43
	Deformační podmínky .....	44
	Řešení 1. úseku .....	44
	Řešení 2. úseku .....	45
	Výpočet největšího napětí na hřídeli .....	45
	Přibližné stanovení meze únavy .....	46
5.5	Kontrola samosvornosti pohybového šroubu .....	46
5.6	Výpočet utahovacího momentu upínek.....	47
	Výpočet tuhosti šroubu .....	48
	Výpočet tuhosti příruby.....	49
	Výpočet síly v přírubě.....	50
	Výpočet osově síly ve šroubu.....	50
	Výpočet utahovacího momentu.....	50
5.7	Návrh ložiska do rotující hlavy .....	51



	<b>Výpočet základní trvanlivosti ložiska.....</b>	<b>51</b>
<b>6</b>	<b>Pevnostní analýza MKP.....</b>	<b>51</b>
	<b>Model pro simulaci.....</b>	<b>51</b>
	<b>Analýza součástí a volba materiálu .....</b>	<b>52</b>
	<b>Vazby.....</b>	<b>53</b>
	<b>Zatížení.....</b>	<b>54</b>
	<b>Sít' .....</b>	<b>54</b>
	<b>Výsledky .....</b>	<b>55</b>
	<b>Zhodnocení výsledků .....</b>	<b>56</b>
	<b>Závěr .....</b>	<b>56</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>58</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>59</b>

## Seznam použitých jednotek

Symbol	Význam symbolu	Jednotka
$a$	Účinný rozměr svaru	[mm]
$a_1$	Průmět účinného rozměru svaru	[mm]
$a_h$	Vzdálenost mezi osazeními na hřídeli	[mm]
$b$	Délka závitu šroubu	[mm]
$b_h$	Výška osazení hřídele	[mm]
$C$	Základní dynamická únostnost	[N]
$C_s$	Tuhost šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_{př}$	Tuhost přírub	$[N \cdot mm^{-1}]$
$D$	Průměr koutového svaru	[mm]
$D_2$	Střední průměr závitu	[mm]
$D_{ls}$	Průměr roztečné kružnice líc. Šroubů	[mm]
$D_M$	Průměr hřídele elektromotoru	[mm]
$D_S$	Stykový průměr hlavy a díry	[mm]
$d$	Průměr hnací hřídelky	[mm]
$d_1$	Průměr osazení hřídele	[mm]
$d_2$	Průměr krčku hřídele	[mm]
$d_{s2}$	Střední průměr šroubu	[mm]
$d_{s3}$	Malý průměr šroubu	[mm]
$d_D$	Průměr díry pro šroub	[mm]
$d_k$	Průměr hřídele v místě vrubu	[mm]
$d_{ks}$	Průměr hlavy šroubu	[mm]
$d_s$	Průměr závitu šroubu	[mm]
$d_{RED}$	Redukovaný průměr trubky	[mm]
$d_s$	Průměr díry pro šroub	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[N]
$F$	Odstředivá síla	[N]
$F_A$	Axiální složka zatížení	[N]
$F_D$	Doplňková síla	[N]
$F_o$	Osová síla ve šroubu	[N]
$F_R$	Radiální složka zatížení	[N]
$F_i$	Obvodová síla na jeden šroub	[N]
$F_s$	Obvodová síla	[N]
$f_z$	Součinitel tření	[-]

$h$	Délka závitu v matici	[mm]
$I$	Počet šroubů	[-]
$K$	Provozní součinitel	[-]
$k$	Součinitel bezpečnosti	[-]
$k_s$	Výška hlavy šroubu	[mm]
$L_{10h}$	Trvanlivost ložiska	[h]
$l_c$	Délka ramena, na kterém působí F	[mm]
$l_k$	Celková šířka kotoučů	[mm]
$l_{př}$	Délka přírub	[mm]
$l_s$	Délka šroubu	[mm]
$m_{Celkové}$	Celková váha	[kg]
$M_k$	Kroutící moment	[N · m]
$M_u$	Utahovací moment	[N · m]
$n_M$	Otáčky motoru	[ot · min <sup>-1</sup> ]
$P$	Tlak	[MPa]
$P_h$	Rozteč šroubu	[mm]
$P_o$	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
$P_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$P_M$	Výkon motoru	[W]
$p$	Mocnitel pro ložiska	[-]
$R$	Charakteristické číslo cyklu	[-]
$R_a$	Reakce v bodě A	[N]
$R_b$	Reakce v bodě B	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_M$	Mez pevnosti	[MPa]
$r$	Rameno	[m]
$S_{př}$	Deformovaný průřez přírub	[mm <sup>2</sup> ]
$S_p$	Plocha při otláčení	[mm <sup>2</sup> ]
$T_1$	Točivý moment	[N · m]
$T_M$	Točivý moment motoru	[N · m]
$V_{Matice}$	Objem matice	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{Trubky}$	Objem Trubky	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{Závaží}$	Objem závaží	[mm <sup>3</sup> ]
$V_{Tyče}$	Objem tyče	[mm <sup>3</sup> ]
$w_D$	Posun ve směru síly FD	[mm]
$w_F$	Součet posunů z úseků 1 a 2	[mm]

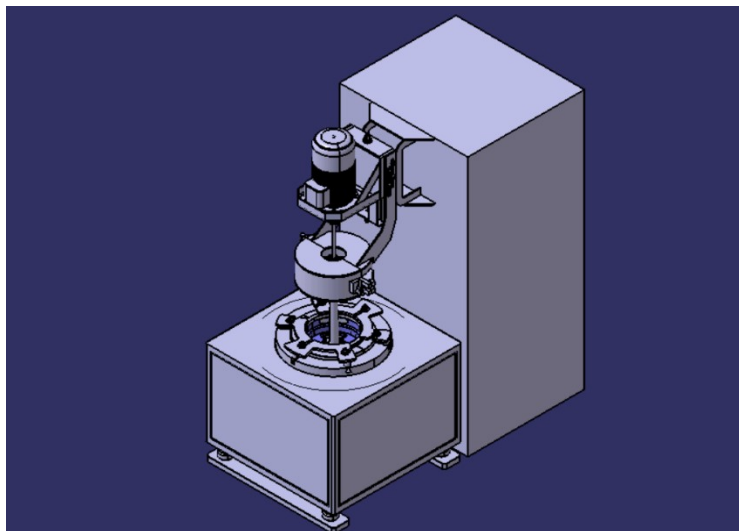
$w_{F_1}$	Posun v 1. úseku	[mm]
$w_{F_2}$	Posun v 2. úseku	[mm]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$X$	Koeficient radiálního zatížení	[-]
$x_1$	Vzdálenost v 1. úseku	[mm]
$x_2$	Vzdálenost v 2. úseku	[mm]
$Y$	Koeficient radiálního zatížení	[-]
$y_T$	Vzdálenost těžiště od osy	[m]
$\alpha$	Tvarový součinitel	[-]
$\alpha_z$	Úhel závitů	[°]
$\alpha_\tau$	Součinitel svarového spoje	[-]
$\varphi'$	Úhel tření	[°]
$\psi$	Úhel stoupání	[°]
$\omega$	Úhlová rychlost	[-]
$\sigma_{Max}$	Maximální napětí na hřídeli	[MPa]
$\tau_{Dk}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{Ds}$	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$\tau_s$	Napětí ve střihu	[MPa]

## Úvod

Bakalářská práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Maxion Wheels, která je známá výrobou kol více než 100 let. Zaměstnává přes 11 000 lidí ve více než 12 zemích světa. Přibližně každé 1 z 6 kol je vyrobeno právě ve firmě Maxion Wheels. Česká republika má 2 závody, oba sídlí v Ostravě. Závod Alukola, kde se vyrábí hliníková kola pro osobní vozy je výrobní kapacita 2,3 miliónů kol ročně. Druhý závod Autokola má na starost ocelová tvářená kola pro osobní vozy s výrobní kapacitou 7,5 miliónů kol ročně a ocelová dělená kola pro vysokozdvizné vozíky s výrobní kapacitou 400 tisíc kol ročně. Firma celkem zaměstnává přes 800 kmenových zaměstnanců.

Při návrhu automobilových kol se především musí myslet na bezpečnost, jelikož selhání kola způsobí selhání celého stroje. Proto autokola podléhají normám i zkouškám. Tyto zkoušky mají za úkol poskytnout dostatek informací k tomu, abychom si mohli být jisti jejich bezproblémovým provozem. Provádění těchto zkoušek na testovacích polygonech by bylo vzhledem k životnosti kol zdlouhavé a taky nebezpečné. Proto se tyto zkoušky provádí v laboratorních podmínkách a se zvýšeným zatížením, kvůli lepšího časového využití a snížení času testu. Zkouškami simulujeme jízdu po rovině nebo do zatáček. V této práci se budu zabývat zkouškou ohybu za rotace, čímž se simuluje jízda do zatáčky, kdy na kolo působí ohybový moment.

Cílem práce je vyřešit upnutí přípravku k provedení dynamického měření ohybového momentu na zkušebním stroji BMW. Dalším úkolem je navrhnout hřídel pro upnutí přípravku s 5 šrouby a roztečí 112 mm. Provést pevnostní kontrolu tak, aby odpovídal maximálnímu zatížení a ověřil jeho životnost na zkušebním stroji. Výhledově se počítá s vlastním provedením dynamické zkoušky na stroji a porovnání skutečných zatěžovacích momentů s momenty zobrazovanými zkušebním strojem.



**Obrázek 0.1 – Model zkušebního stroje BMW**

# 1 Metody únavových zkoušek pro autokola

## Normativní odkazy

Následující normy nepostradatelné pro aplikaci těchto zkoušek.

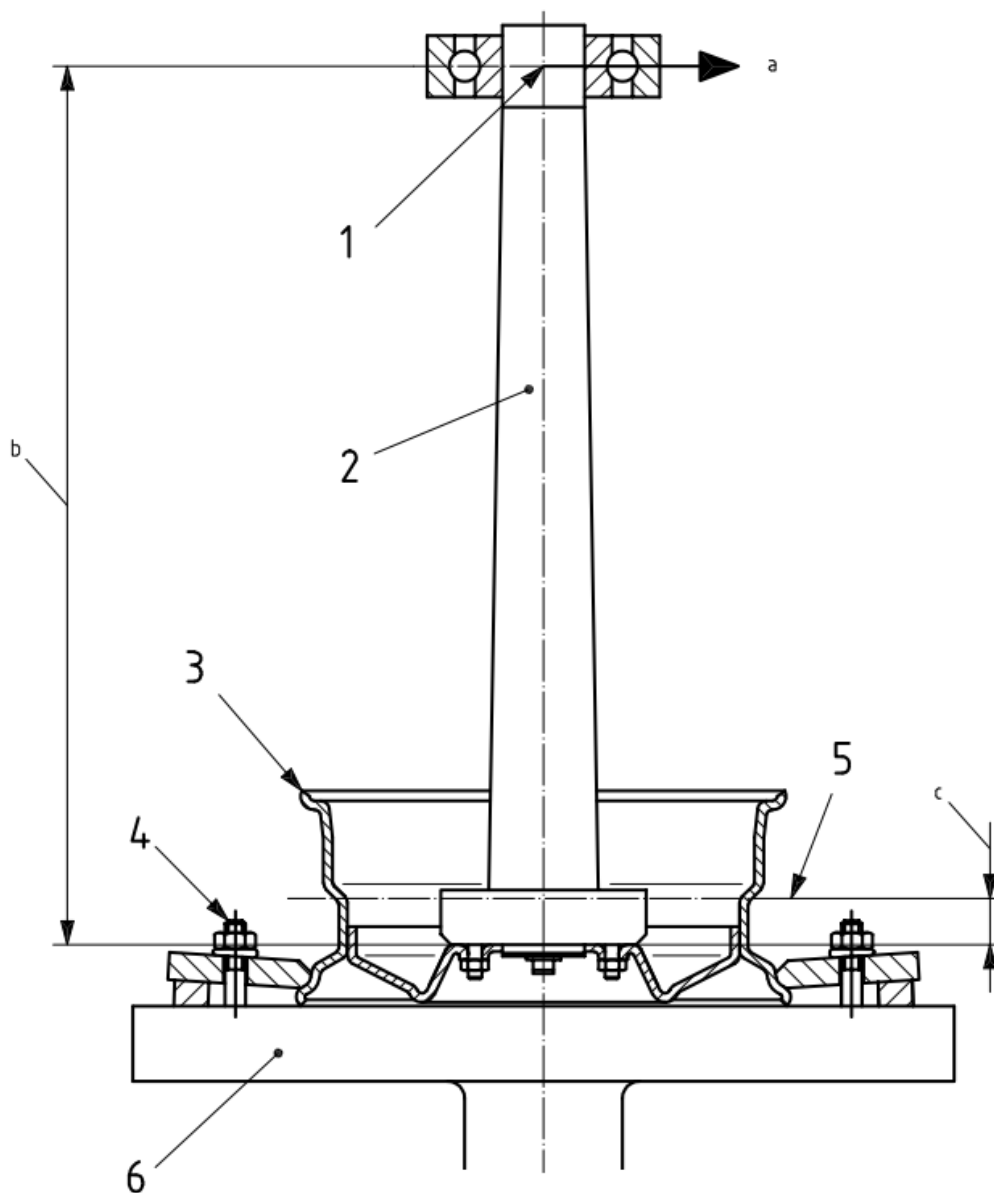
- ISO 3833, Silniční vozidla – Druhy – Termíny a definice [1]
- ISO 3911, Kola a ráfky pro pneumatiky – Definice a značení [1]

## 1.1 Dynamická únavová zkouška ohybem za rotace

Při této zkoušce simulujeme jízdu v zatáčce, kde na kolo působí ohybový moment. Při zkoušce je moment mnohonásobně vyšší než ve skutečném provozu, ale je to z důvodu délky trvání zkoušky. Kdybychom kolo zatěžovali stejnou velikostí ohybového momentu, jaký působí v provozu, délka zkoušky by se mnohonásobně prodloužila. [1]

### Princip zkoušky

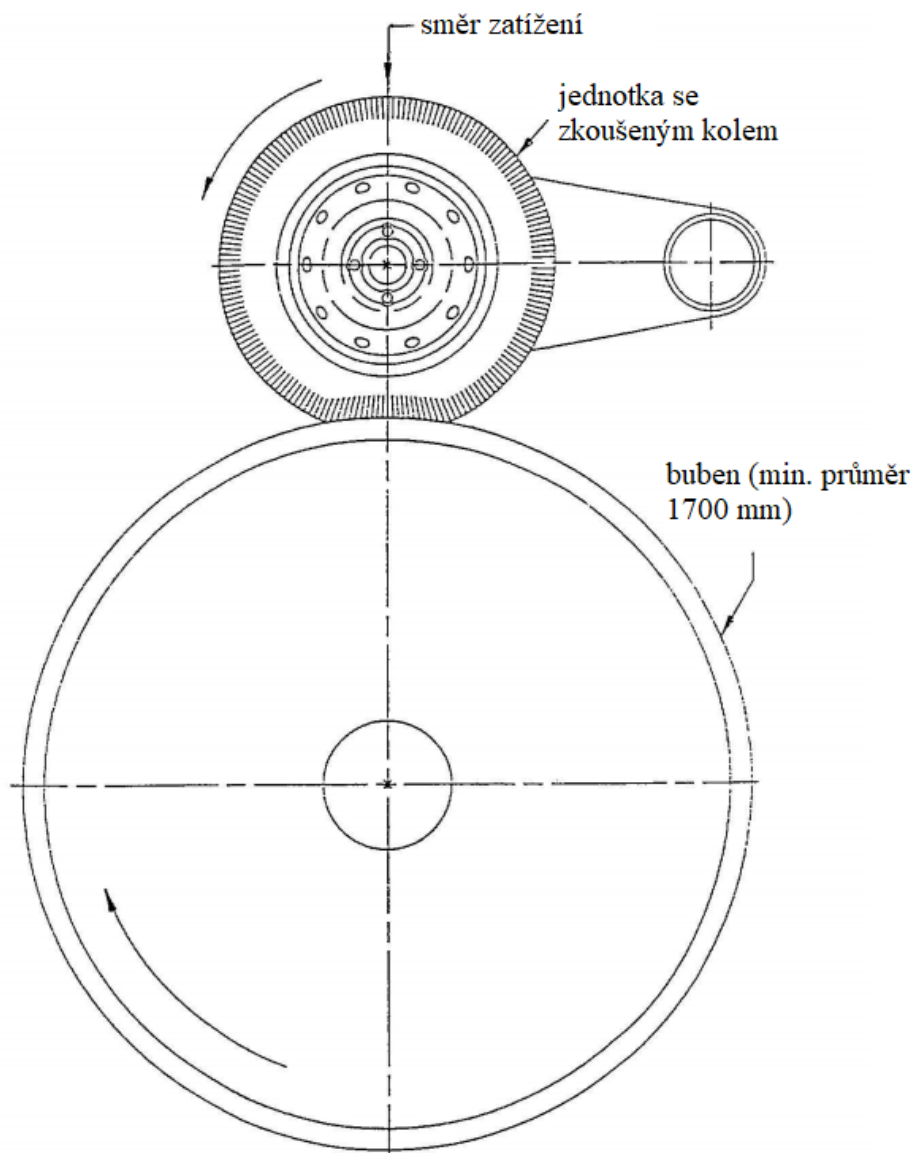
Na obrázku 1.1 je znázorněn princip zkoušky. Zkouška spočívá v připevnění testovacího kola (3) k rámu stroje (6). Používají se k tomu přípravky, aby bylo pevně uchyceno za ramínko ráfku. Poté se na kolo připevní hřídel (2), která přenáší zatěžující ohybový moment. Šrouby a matice se dotáhnou požadovaným momentem, který je určen výrobcem vozu. Matice mohou být během zkoušky jednou dotaženy. Hřídel se připevní šrouby k přírubě, která je pevně uchycena v ložisku. Příruba (1) s ložiskem je vložena do rotující hlavy s nevývažkem. Nevývažek při rotaci zajišťuje vytváření ohybového momentu. Hlava je pružnou spojkou spojena s hnací hřídelí k elektromotoru. Zátěžový ohybový moment je dán výrobcem vozu, tedy u kol různého průměru se moment může lišit. Buďto se ohybový moment upraví zvýšením otáček a odebráním závaží, nebo zmenšením otáček a přidáním závaží. Nebo kombinací obojího. Zkouška se ukončí, až senzory zaznamenají předepsaný výkmit hřídele. To znamená že vlivem síly se kolo zdeformovalo a ztratilo svou tuhost. Po vykonání zkoušky se kolo vyjme ze stroje a musí se provést penetrační zkouška, aby se zjistilo, v jakém místě došlo k poškození. [1]



Obrázek 1.1 – Schéma zkušebního stroje ohybu za rotace [1]

## 1.2 Dynamická zkouška radiální únavy

U této zkoušky se simuluje jízda po rovině s konstantním radiálním zatížením neboli se zatížením kolmým na osu kola, zatím co kolo rotuje. Je k tomu zapotřebí hnací rotační buben, který představuje hladký povrch a jeho průměr i šířka by měl být větší než průměr a šířka pneumatiky. [1]



Obrázek 1.2 – Schéma zkušebního stroje radiální únavy [1]



### 1.3 Zkušební stroje pro zkoušku ohybu za rotace

Ve zkušebně firmy Maxion Wheels Czech se nachází celkem 5 strojů pro dynamickou radiální únavovou zkoušku. Jsou to 2 stroje značky Inmess, jeden stroj značky Leonardo, jeden stroj značky N2 a stroj poslaný z automobilky BMW. Všechny tyto stroje plní stejnou funkci, ale liší se v konstrukci a výsledky, které stroje poskytují. Otáčky stroje lze snadno určit i zkalibrovat, ovšem stanovit ohybový moment už tak snadné není. K tomuto je určen speciální kalibrační přípravek s připevněnými tenzometry, díky kterému jsme schopni stroje přesně zkalibrovat.

#### Zkušební stroj BMW

Je to nejstarší zkušební stroj ve zkušebně. Stroj dokáže hřídel roztočit až do 1500 ot/min a vyvinout tak ohybový moment až 2,5 kNm. Stroj je starý asi 25 let, a proto se jeho konstrukce od jeho dnešních konkurentů liší. Motor je umístěn přibližně ve dvou metrech nad zemí v ocelové konstrukci a je za potřebí tři spojek a dvou hřídelí, aby stroj mohl pracovat. Je ovládán počítačem se softwarem, který vyhodnocuje data a zajišťuje správný chod i zastavení zkoušky. Daný ohybový moment se nastavuje pomocí změny otáček stroje, nebo pomocí záměny závaží v otočné hlavě. Doposud jsou na něm možné testovat pouze kola s roztečí šroubů 4 x 110 mm, 5 x 114,3 mm a 4 x 108 mm. Abychom mohli testovat kola i jiných roztečí, je nutné vyrobit přípravky potřebné k připevnění kola ke stolu stroje a vyrobit hřídel, která přenáší ohybový moment.



Obrázek 1.3 – Zkušební stroj BMW

### **Zkušební stroj Leonardo**

Je to moderní testovací stroj značky Leonardo, který slouží pro testování jak ocelových, tak slitinových kol. Jelikož je kolo s hřídelí spojeno ze spodní strany, je manipulace a výměna přípravků snazší než na stroji BMW. Taktéž je stroj propojen s počítačem s příslušným softwarem. Stroj dokáže vyvinout krouticí moment až 12 kNm a až 3000 ot/m. Ohybový moment se mění obdobně jako u stroje BMW. Jeho hlavní výhodou je, že jsme na něm schopni testovat kola skoro o všech roztečích šroubů. Jediné, co se musí vyrobit jsou kotouče. Ty slouží jako redukce, přes které připevníme zkoušené kolo s hřídelí namáhanou na ohyb. [2]



**Obrázek 1.4 – Zkušební stroj Leonardo [2]**

### **Zkušební stroj Inmess**

Tento stroj se velice podobá stroji Leonardo. Dá se říct, že jeho konstrukce a princip fungování je skoro totožná. Taktéž na něm lze zkoušet kola skoro všech roztečí díky redukčním kotoučům. [3]



**Obrázek 1.5 – Zkušební stroj Inmess [3]**

### **Porovnání strojů BMW, Leonardo a Inmess**

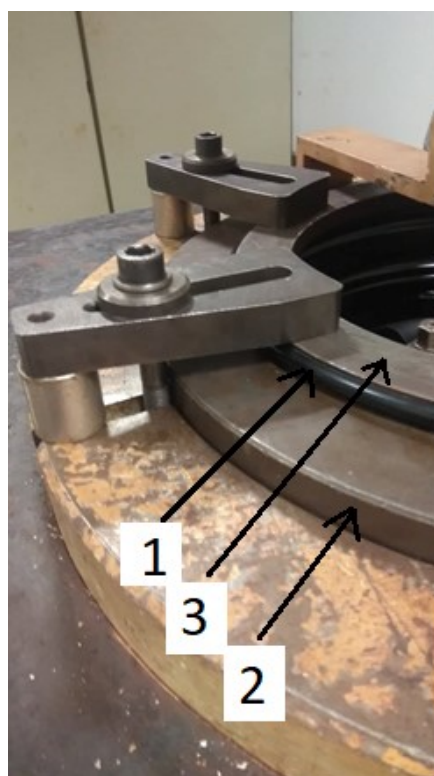
Stroj Leonardo a Inmess mají oproti stroji BMW řadu výhod. Například montáž a demontáž kola je daleko snazší než na stroji BMW. Na stroji BMW musíme odmontovat hřídel od rotující hlavy a kola, pak se musí hřídel vyjmout ze stroje a až poté můžeme odšroubovat upínky a kolo vyměnit za jiné. Navíc ke stroji BMW potřebujeme k rozteči daného kola svou vlastní hřídel. Leonardo a Inmess mají oproti tomu hřídel jen jednu a vyměňují se pouze ocelové redukční kotouče s různými roztečemi.

## 2 Stávající stav zařízení

V této kapitole zhodnocuji a popisuji současný stav zkušebního stroje BMW. Mým úkolem je připravit zařízení na testovací měření pro kontrolu správnosti výsledků. Dále jsou i na stroji věci, které by se daly zlepšit či zjednodušit, a tím se tak zrychlil proces výměny kol. Například způsob rychlejší výměny závaží, či kompenzace případné nesouososti.

### 2.1 Upínání kola se stolem stroje

Kolo (1) se nejprve vloží do podpěrného kroužku (2), který je dělený, aby se kolo do stolu mohlo vůbec vložit. Na ramínko ráfku se položí upínací kroužek (3), za který se poté kolo upne. Zajištění kola je momentálně provedeno pomocí mechanických upínek (4). Tento mechanismus se skládá ze šroubu a matice, která je vložena do T drážky, upínky podložky a distančního válečku.



Obrázek 2.1 a 2.2 – Upnutí kola ve stolu stroje

## 2.2 Spojení kola s hřídelí namáhanou na ohyb za rotace

Zkouška má simulovat jízdu do zatáčky, proto i spojení s hnanou hřídelí musí mít stejné parametry jako spojení kola s osou. Spoj je proveden šrouby a maticemi. Průměr a počet šroubů závisí na daném testovaném kole. Kolo je otočeno zálisem k nám, nejprve se pod kolo vloží distanční kotouč se šrouby a nasadí se na kolo. Do středového otvoru se vloží středící čep. Dosedací kotouč se z druhé strany nasadí na šrouby a dosedá až na zális. Na tento kotouč se pak nasadí hnaná hřídel a matice přitáhneme momentem, jaký požaduje výrobce vozu. Hřídel je zde spojena s přírubou rotující hlavy taktéž šrouby, ale rozteč je tady pro všechny hřídele stejná.



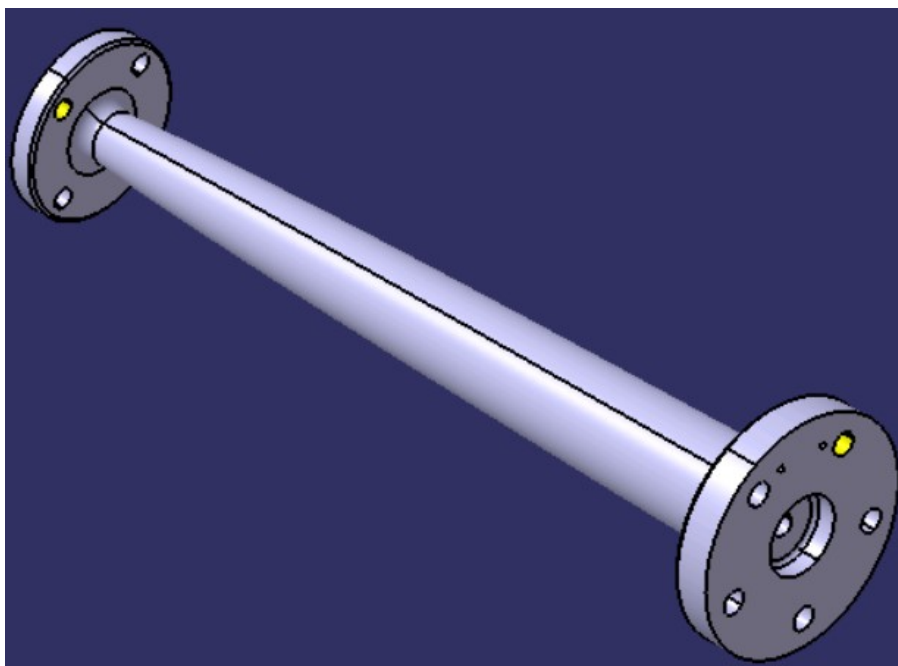
Obrázek 2.3 – Přípravky pro upnutí kola (zleva – dosedací kotouč, distanční kotouč, středící čep)



Obrázek 2.4 – Způsob upnutí kola ke hřídeli

### 2.3 Hřídel namáhaná na ohyb

Tato hřídel je pevně spojená s kolem a přenáší ohybový moment na zkoušené kolo. Celkem jsou vyrobeny 3 tyto hřídele, každá pro jinou rozteč šroubů. Je nutno navrhnout a pevnostně zkontrolovat novou hřídel, abychom mohli provést kalibraci stroje a díky nové hřídeli se na stroji mohly zkoušet i kola se stejnou roztečí jakou má kalibrační přípravek. Profil této hřídele je křivka. Na přírubě, která dosedá na kalibrační přípravek jsou přesně ustaveny tenzometry, které měří ohybový moment na hřídeli. Hřídel je z druhé strany uložena v přírubě rotující hlavy, která je usazena v ložisku, takže hřídel nerotuje.



Obrázek 2.5 – Model hřídele namáhané na ohyb za rotace

### 2.4 Rotující hlava s nevývažky

Rotující hlava je srdcem celého stroje, protože vytváří odstředivou sílu, díky které na hřídel působí ohybový moment. Odstředivá síla je způsobena rotací závažími na závitové tyči. Tyč se do střední části hlavy nasunuje zevnitř a usadí se v ní pomocí vybrání v hlavě. Závitová tyč má na svém konci čtyřhranné osazení, kterým usedne do vybrání. Na závitové tyči jsou umístěny 3 závaží. Tyto závaží mají různou váhu a jsou umístěny od konce tyče postupně od nejtěžšího po nejlehčí. Je to prakticky ocelový válec s otvorem, na kterém je přivařena matice. Závaží se na tyč nasadí a ustaví přesně pomocí matice. Je to spolehlivý způsob, ale namáhavý a zdlouhavý. Hlava se skládá ze 4 částí. Vrchní část, na které jsou přivařeny matice pro spojení s hnací hřídelí. Střední část, ve které je uloženo dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko a spodní část s vnitřním osazením, kde dosedá ložisko. Tyto tři části jsou spojeny šesti šrouby. Do ložiska se zespod nalisuje příruba, ke které se šrouby připevňuje hnaná hřídel.





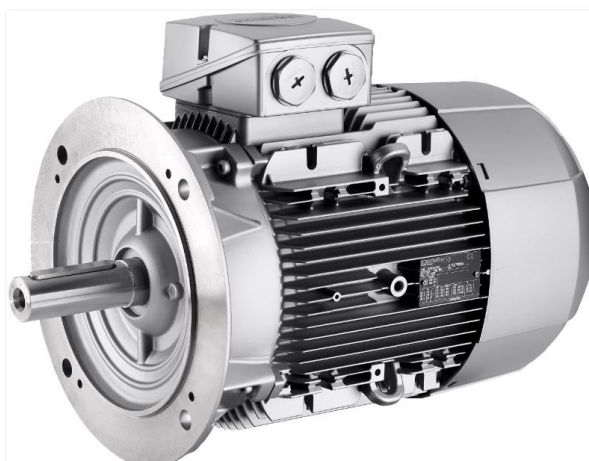
**Obrázek 2.6 – Hlava s nevývažkem**



**Obrázek 2.7 – Pohled na přírubu**

## **2.5 Elektromotor**

O rotaci se stará třífázový asynchronní motor Siemens 1LA7136-6AA, který pohání stroj. Při 1150 ot/min má výkon 6,3 kW a váží 54 Kg. K rámu stroje je uchycen čtyřmi šrouby a výstupní hřídel je opatřena drážkou pro pero. [4]



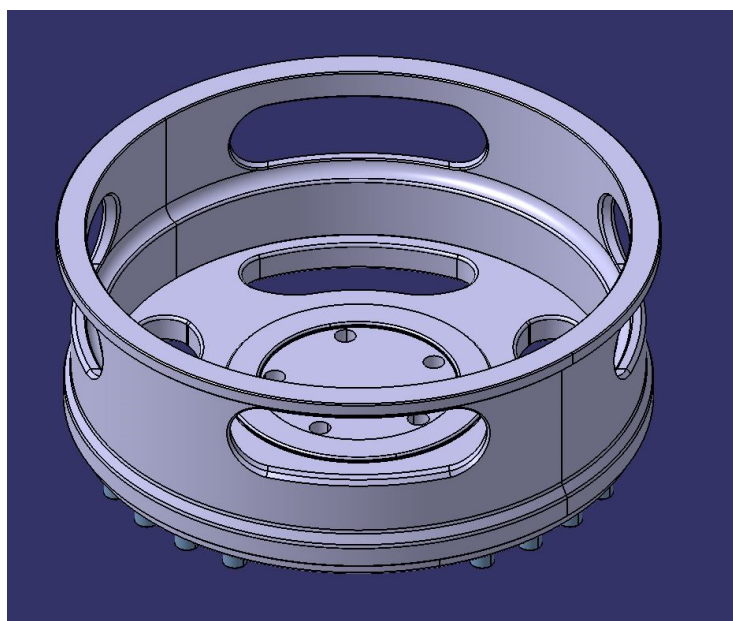
**Obrázek 2.8 – Elektromotor Siemens 1LA7136-6AA [4]**

### 3 Varianty zlepšení stroje a zvýšení efektivity měření

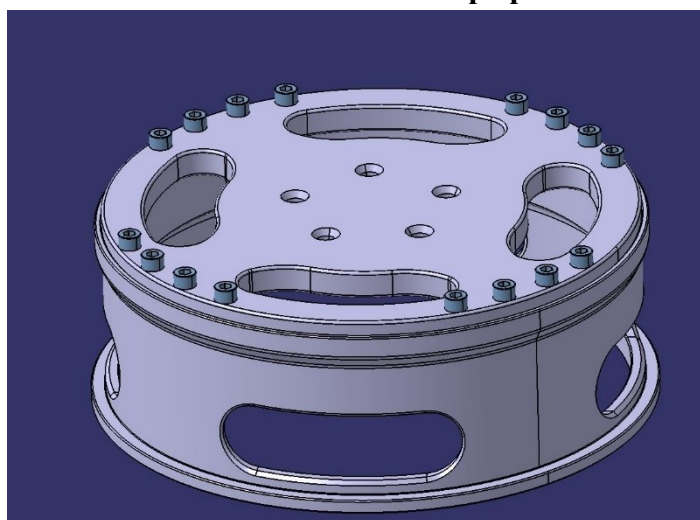
Zkušební stroj BMW je spolehlivý a odvádí práci dobře, ale výměna či zlepšení některých prvků by mohly zjednodušit a zrychlit práci kolegů na zkušebně, což by vedlo ke snížení nákladů testování a urychlení celého chodu zkušebny.

#### 3.1 Kalibrační přípravek

Přípravek slouží ke kalibraci stroje. Díky němu jsme schopni určit, zda zkušební stroj podává správné výsledky. Přípravek se pro účely kalibrace doveze z Německa a vše musí být připraveno, aby upnutí a následná kalibrace proběhla hladce a bez komplikací. Skládá se z ráfku a desky. Ty jsou k sobě přišroubovány 12 šrouby. Na přesně určených místech desky jsou umístěny tenzometry, které nám po připojení k počítači řeknou, jak moc se výsledky stroje liší od skutečnosti. Konstrukce má být podobná ocelovému kolu. Model jsem zhotovil dle dodaných výkresů. Na výkrese sestavy má kalibrační přípravek pozici 2.



Obrázek 3.1 – Kalibrační přípravek

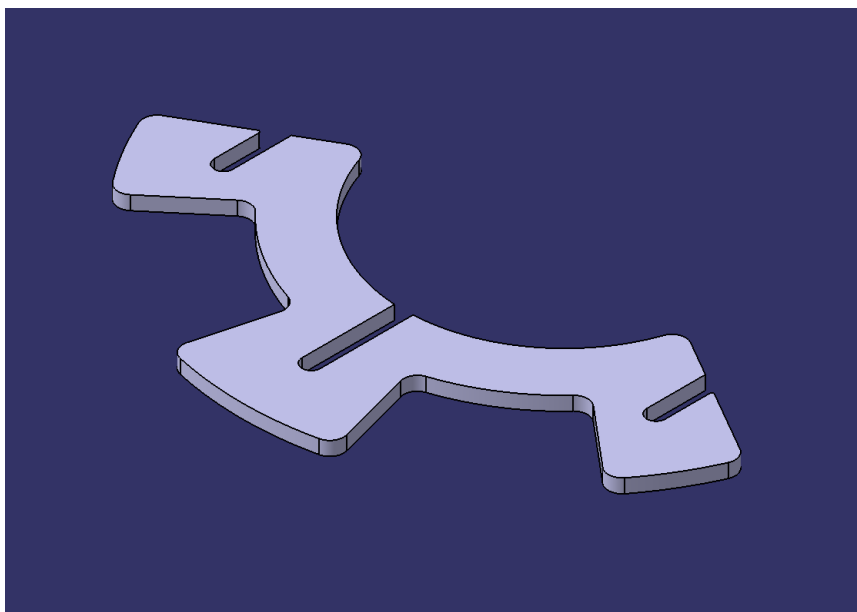


Obrázek 3.2 – Kalibrační přípravek



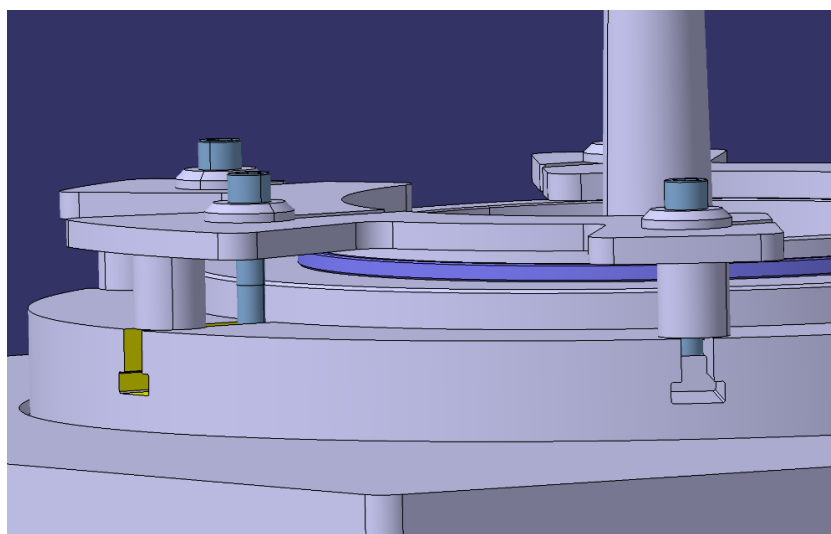
### 3.2 Upínání kola se stolem stroje

Při prohledávání různých druhů upínání jsem požadoval, aby upnutí bylo rychlé, dostatečně pevné kvůli silným vibracím stroje a s co nejnižšími náklady na výrobu. Rychloupínky byly sice rychlé a cenově přijatelné, ale upínací síly by nestačily na sevření upínacího kroužku. Hydraulické nebo pneumatické upínky by byly rychlé i dostatečně pevné, ale jejich cena i údržba jsou pro tyto účely vysoké a náročné. Proto jsem usoudil, že zůstanu u mechanického upnutí. Aby výměna byla rychlejší a snadnější, místo šesti upínek jsem navrhl univerzální upínku kde se při přitáhnutí šroubů vyvine tlak po celém obvodu upínacího kroužku. Na výkrese sestavy má upínka pozici 10.



Obrázek 3.3 – Navržená upínka

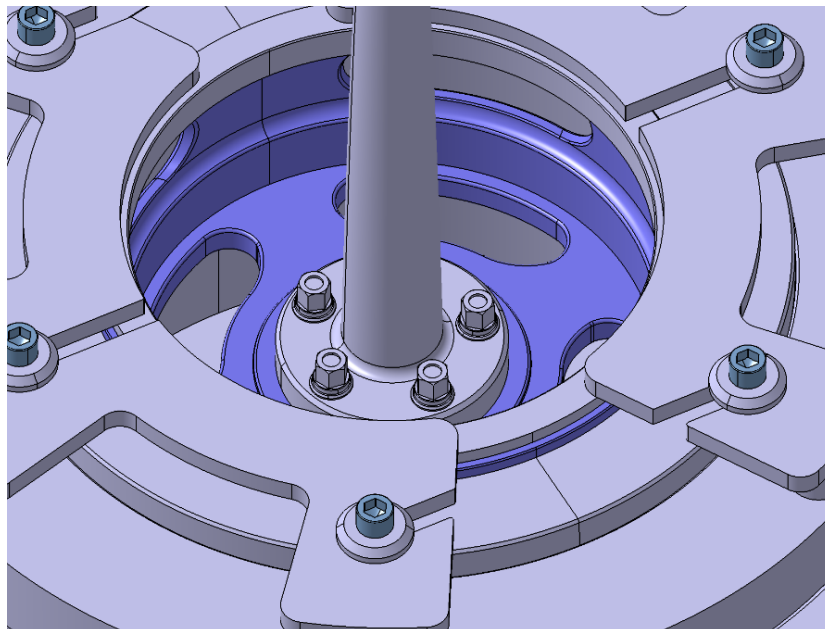
Jelikož na kalibračním přípravku nelze uložit upínací kroužek jako na normálním kole, je nutno navrhnout nový kroužek, aby přípravek nebyl při upnutí poškozen. Nově jsem navrhnul i podpěrný kroužek, jelikož přípravek má jiný průměr i tvar než kola, která se na stroji testují.



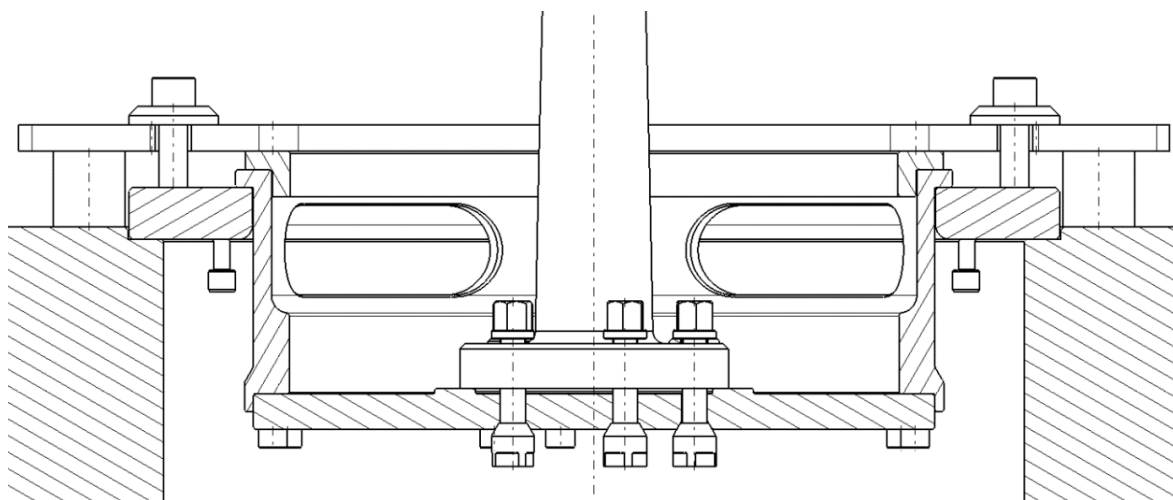
Obrázek 3.4 – Upnutý kalibrační přípravek

### 3.3 Spojení kalibračního přípravku s hnanou hřídelí

Spojení hřídele s přípravkem je jednodušší než s klasickým ocelovým kolem. Není zde potřeba žádných kotoučů ani středícího čepu, jelikož se na kalibračním přípravku nenachází středový otvor. Pro spojení bylo potřeba pouze navrhnout šrouby s čtyřhrannou hlavou a s kuželovou dosedací plochou.



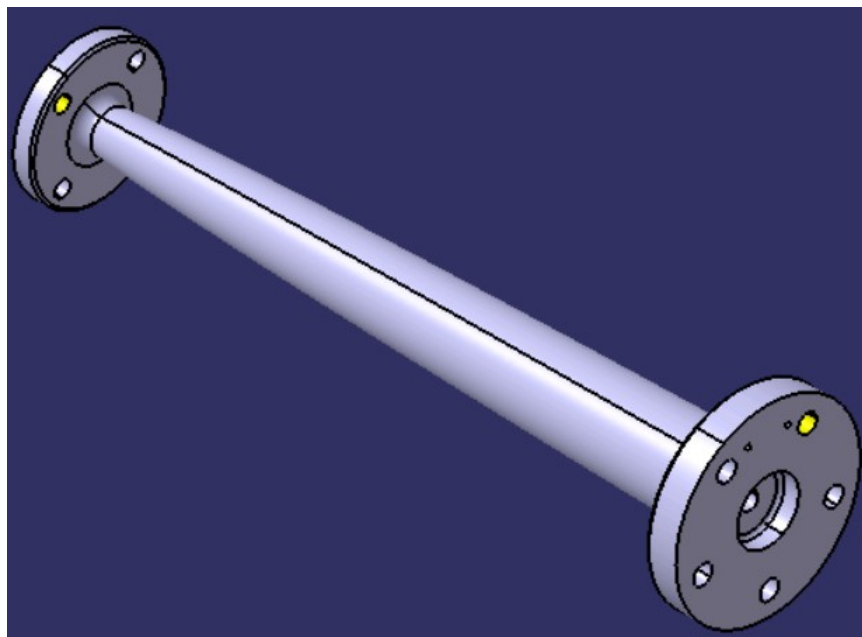
Obrázek 3.5 – Spojení hřídele s přípravkem



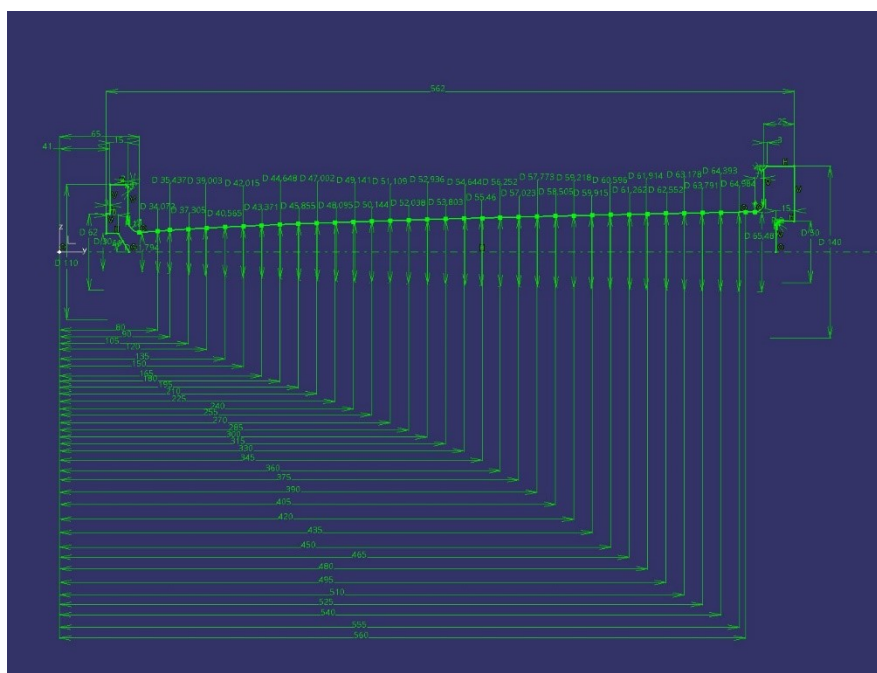
Obrázek 3.6 – Spojení hřídele s přípravkem v řezu

### 3.4 Hřídel namáhaná na ohyb

Verze Catie, ve které pracuji nenabízí funkci zadání křivky dle rovnice, proto jsem hodnoty přepočítal a zadával manuálně. Profil hřídele jsem musel vytvořit funkcí spline se čtyřiceti body a ke každému bodu přiřadit určenou délku a průměr. Při návrhu jsem se zamýšlel, proč hřídel není přímá či kuželová. Pravděpodobně je to z důvodu, že by nebyla splněna dostatečná tuhost a hřídel by se pod napětím zdeformovala. Tabulku průměrů a vzdálenosti jsem vytvořil a vypočítal v programu MS Excel. Spodní příruba hřídele má pět děr s roztečí 112 mm pro připevnění přípravku. Pevnostní kontrola bude provedena dále. Na výkrese sestavy má Hřídel pozici 5.



Obrázek 3.7 – Model hřídele

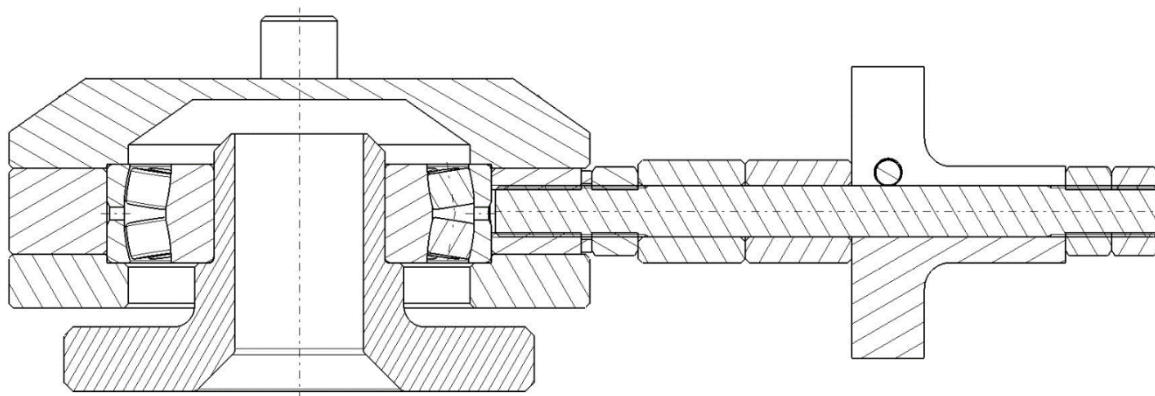


Obrázek 3.8 – Postup modelování hřídele

### 3.5 Rotující hlava s nevývažkem

Na obrázku 3.10 je vidět, že se hlava skládá ze tří částí. Vrchní část hlavy (1), střední část hlavy (2) a spodní část hlavy (3). Všechny části jsou spojeny šrouby. Dovnitř hlavy jsem umístil dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko (4), do kterého se nasune příruba (5) a axiální posun se zajistí pojistným kroužkem. Největší změna se týkala výměny nevývažků. Doposud se musela všechna závaží šroubovat po celé délce závitové tyče, proto jsem navrhl, aby se na všech zkušebních strojích ve zkušebně používal stejný typ závaží. Zde vznikly tři varianty konstrukce.

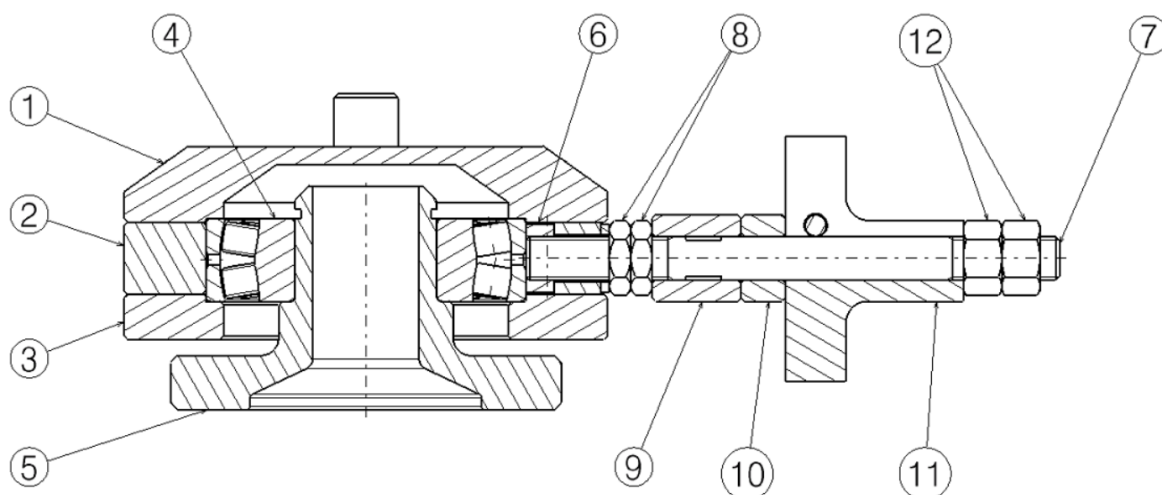
První variantou bylo zašroubovat tyč přímo do střední části hlavy. Po rozebrání hlavy jsem zjistil, že tyč není do hlavy zašroubovaná, ale že ve střední části hlavy je vyfrézována půl oválná drážka a z vnitřní strany je vyfrézováno zahlobení. Závitová tyč měla na konci osazení ve tvaru čtyřhranu. Tyč se prostrčila půl oválnou drážkou a usadila do zahlobení. Poté se musela matice šroubovat přes celou délku tyče.



**Obrázek 3.9 – první varianta rotující hlavy s nevývažky**

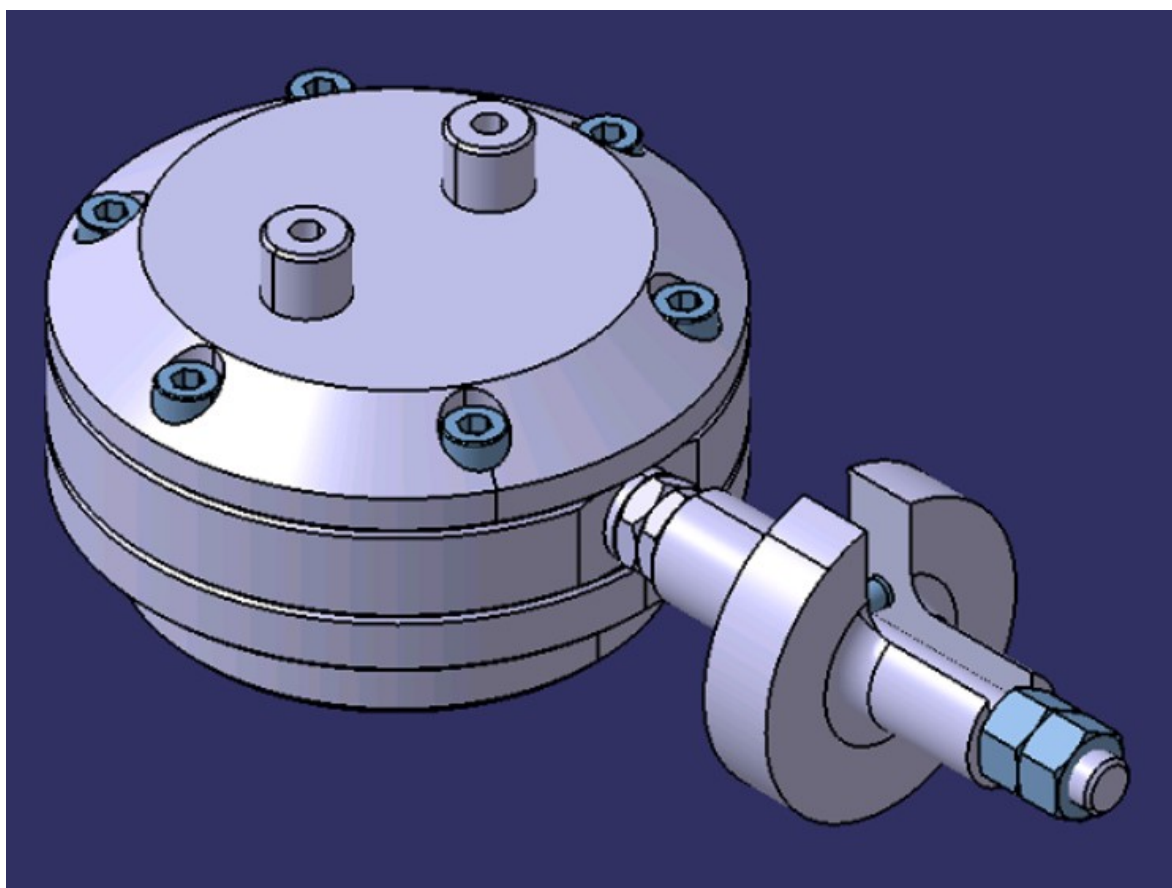
Druhá varianta zahrnovala, aby tyč měla dvě osazení z důvodu, že tyč by nebyla po celé délce závitová. Osazení na konci by mělo tvar čtyřhranu a druhé osazení by bylo se závitem. Do střední části hlavy by se musel vyfrézovat větší otvor, tím by se tyč prostrčila a maticí by se na druhém osazení přitáhla k hlavě. Tento způsob jsem zavrhl kvůli zásahům do hlavy.

Třetí variantou bylo udělat tyč ze dvou částí. První část je ocelová krychlička (6) s dírou a vyřezaným závitem a tyč se závity (7) na obou koncích. Krychlička se vloží do zahlobení v hlavě a do krychličky našroubujeme tyč již s našroubovanými dvěma maticemi. Na tyči se vyfrézují dvě plošky, aby bylo možno ji dotáhnout klíčem. Dále dotáhneme matice (8), aby se zabránilo povolení tyče. Na tyč se poté nasunou dvě distanční trubky (9, 10) a závaží (11). Závaží s trubicami se nakonec zajistí dvěma maticemi (12). Ložisko je mazáno pomocí mazací hlavice, která je zašroubovaná ve střední části hlavy.



**Obrázek 3.10 – konečná varianta rotující hlavy s nevývažky**

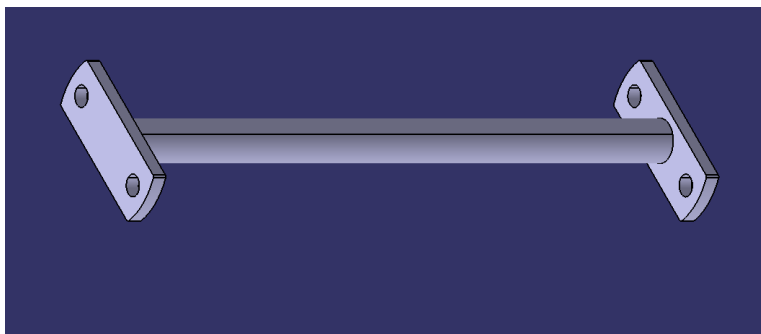
Dále jsem navrhl 0,5 kg závaží (11), které se dá použít na všech zkušebních strojích ve zkušebně. Závaží se nasune na tyč a šroubem se zajistí proti radiálnímu posuvu. Distanční trubky závaží jistí v axiálním posuvu. Na výkrese sestavy má rotující hlava pozici 6.



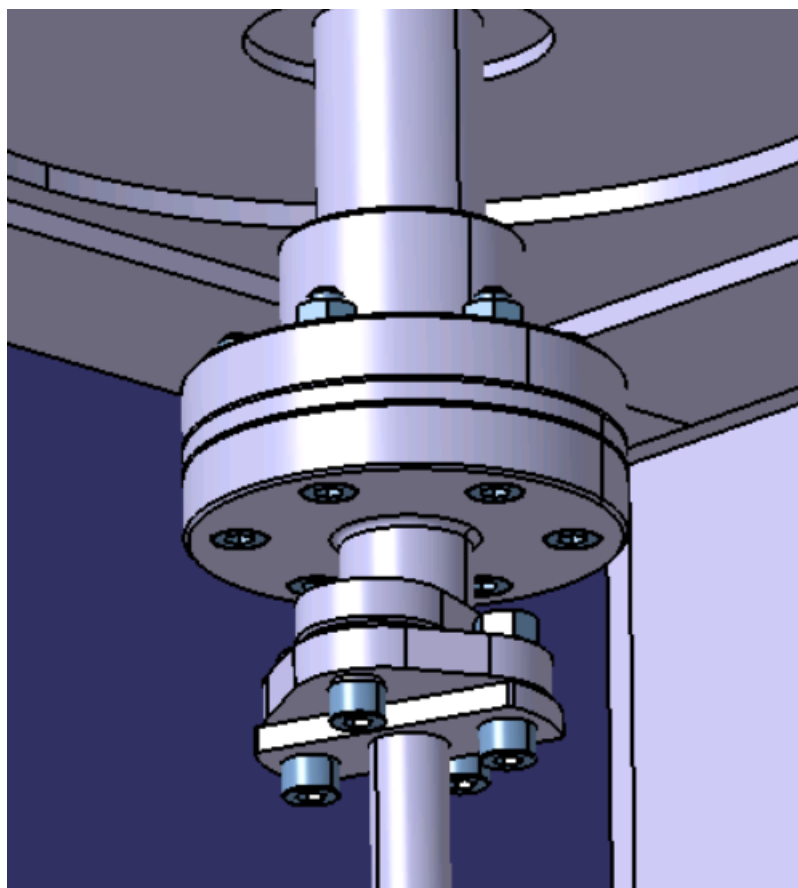
**Obrázek 3.11 – Model hlavy**

### 3.6 Hnací hřídelka

Tato hřídelka spojuje rotující hlavu a pružnou spojku vedoucí z elektromotoru. Hřídelka je trubka, na které je z každé strany navařen plochý kus ocele, ve kterém jsou vyvrtány díry pro šrouby. Na obou stranách hřídelky jsou také gumové členy vytisknuté na 3D tiskárně, které tlumí rázy a vyrovnávají výškové rozdíly. Na výkrese sestavy má hnací hřídelka pozici 8.



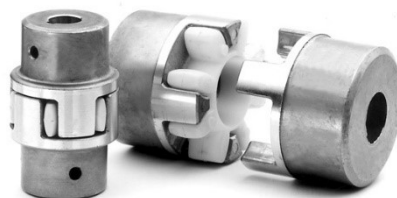
Obrázek 3.12 – Hnací hřídelka



Obrázek 3.13 – Spojení hřídele s pružným členem a spojkou

### 3.7 Spojení hnací hřídele a hřídele z elektromotoru

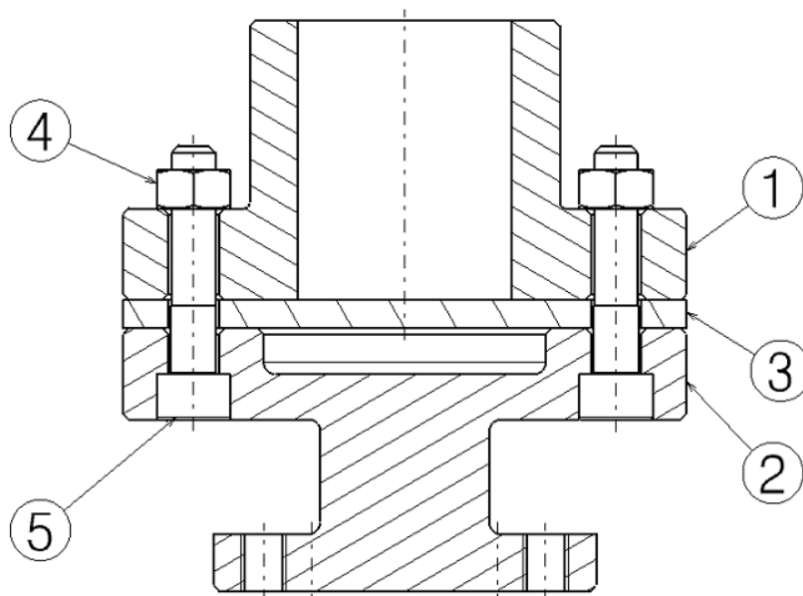
Z důvodu vibrační stroje jsem navrhl, aby místo dosavadní pevné spojky zde byla pružná spojka typu Rotex.



**Obrázek 3.14 – Rotex spojka [5]**

Jde o spojku, kde je mezi dvěma náboji pružný střed z plastu. Rotex spojku nakonec nebylo možno použít, protože by se při každé výměně kola rozpojila a ostatní volné části by mohly způsobit zranění obsluhy. [5]

Zvolil jsem raději kotoučovou spojku s pružným členem. Spojka je vyrobena ze dvou ocelových přírub (1, 2) a mezi nimi je pružný člen (3), který bude zachytávat případné vibrace a mírnou nesouosost stroje. Příruby jsou k sobě sešroubovány šesti lícovanými šrouby M8 (5) a maticemi (4). Na výkrese sestavy má spojka pozici 9.



**Obrázek 3.15– Kotoučová spojka v řezu**

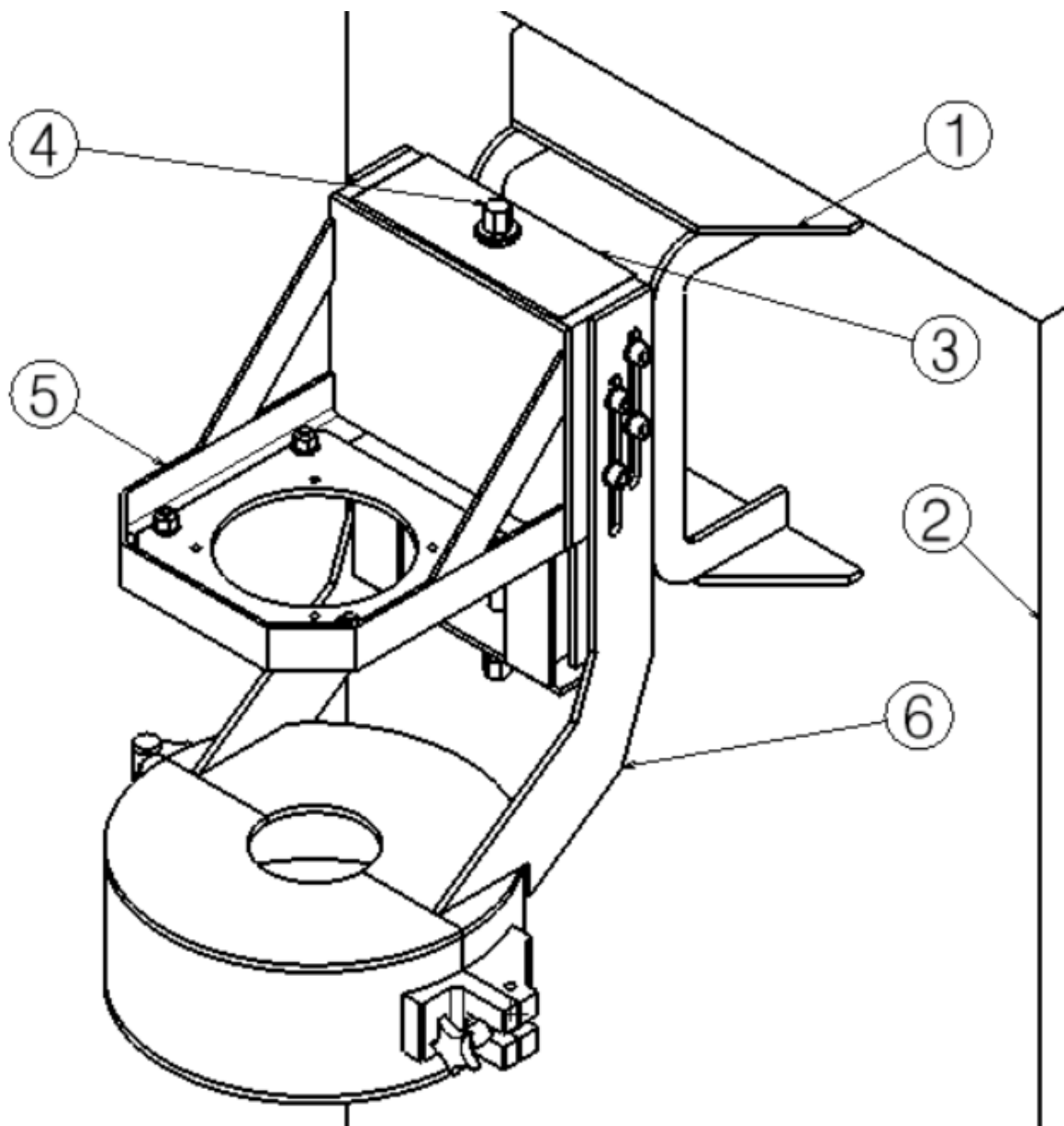






## 4.2 Popis konstrukce stroje

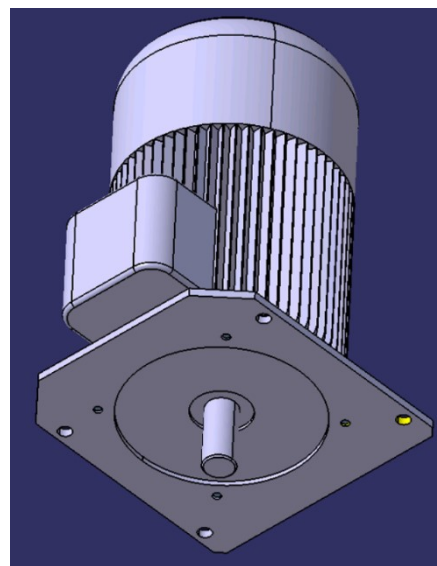
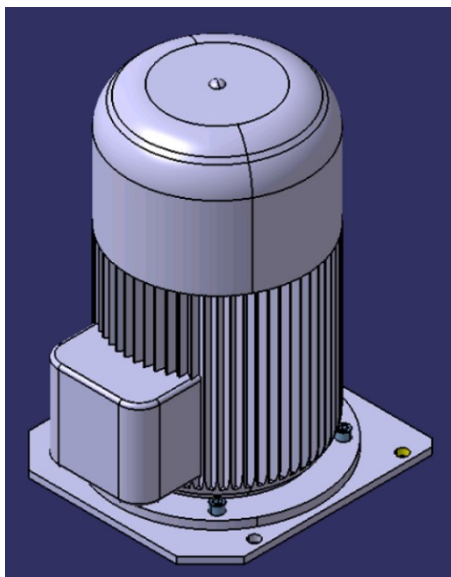
Při navrhování konstrukce stroje jsem se snažil, aby konstrukce byla jednoduchá na výrobu a aby bylo jednoduché konstrukci nastavit. Konstrukce kotvení (1) je přivařena k základně stroje (2). Z druhé strany je přišroubována ke konstrukci uchycení pohybového šroubu (3). Pohybový šroub (4) slouží k výškovému nastavení konzoly (5), na které leží motor. Po stranách konzoly je přišroubována konstrukce krytu (6).



Obrázek 4.3 – Konstrukce stroje

### 4.3 Usazení elektromotoru

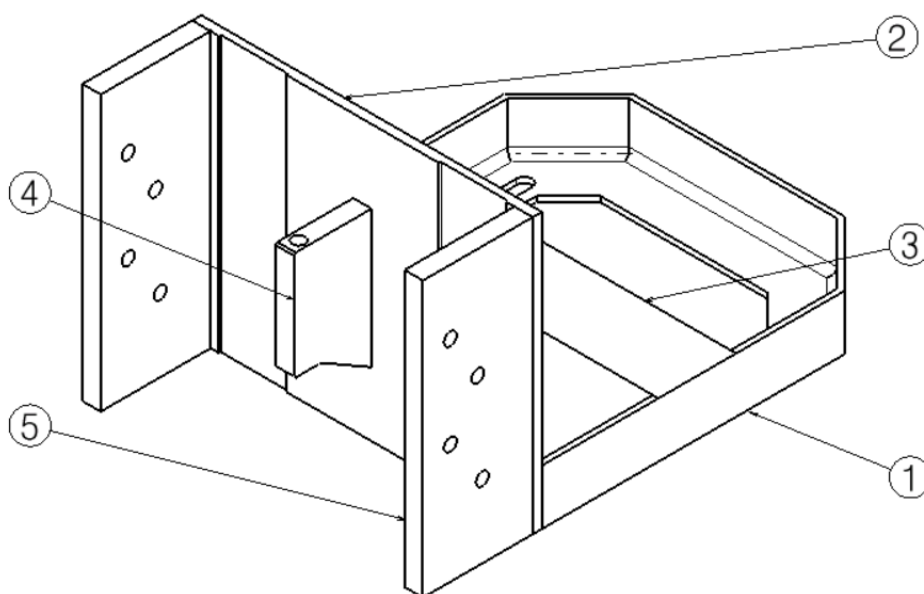
Používaný elektromotor Siemens 1LE1002 je vložen do desky motoru a díky osazení s otvory je k ní přišroubován čtyřmi šrouby. Na výkresu sestavy má elektromotor pozici 28.



Obrázek 4.4 a 4.5 – Pohled na uložení motoru

### 4.4 Konzola

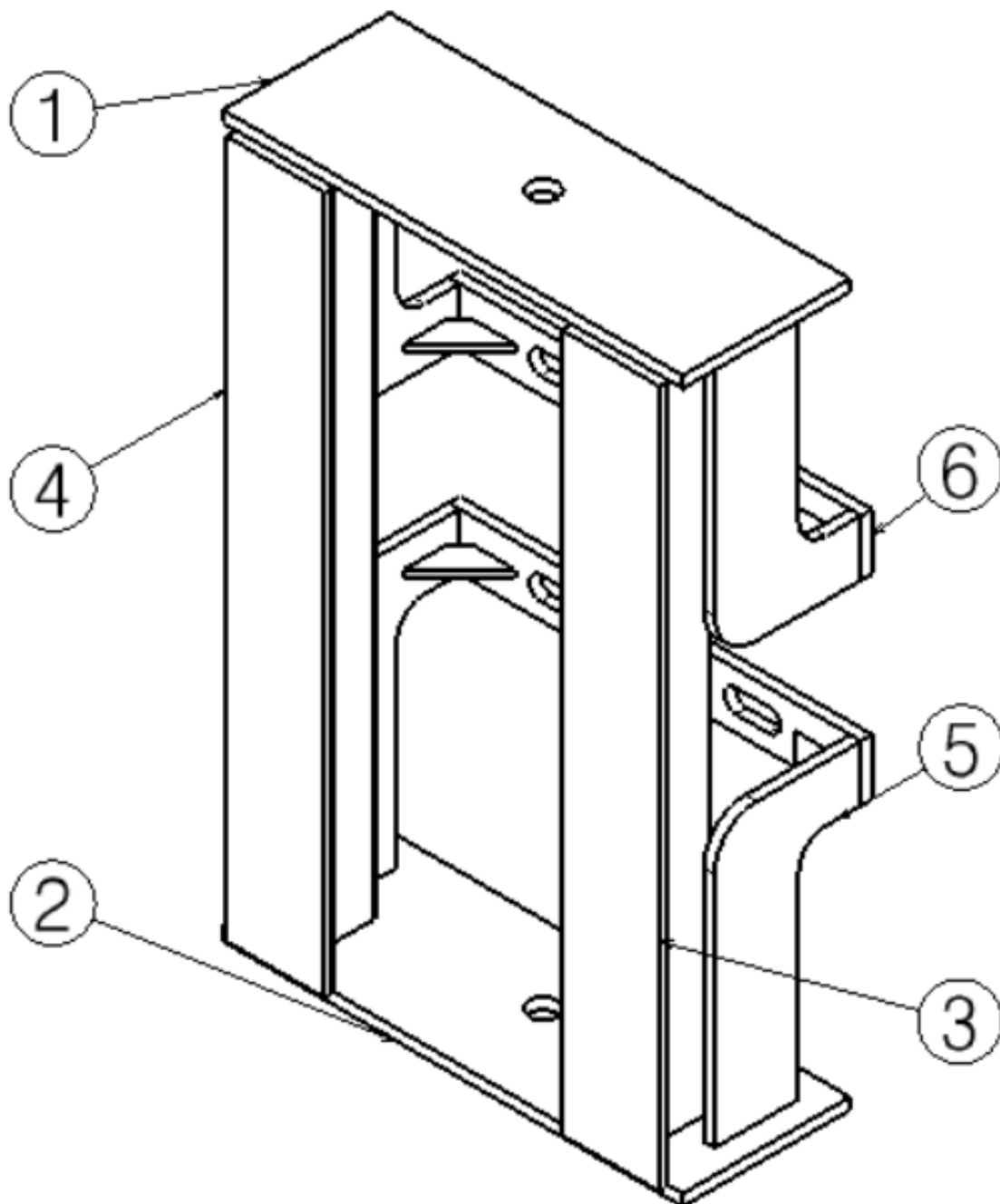
Tato konzola slouží k připevnění desky motoru v obruči konzole (1). Obruč je svařena z L-profilů a je přivařena k zadní desce (2) a pro zvýšení tuhosti jsou přidány dvě žebra (3). V zadní desce jsou vyfrézovány 2 drážky s malou drsností, které slouží jako přímočaré vedení při nastavování požadované výšky stroje. Na zadní desce je přivařena “matice” (4), ve které bude zašroubován pohybový šroub pro nastavování výšky. Na bocích jsou navařeny ploché tyče (5) a v každé z nich jsou 4 díry pro připevnění konstrukce krytu. Na výkresu sestavy má konzola pozici 32.



Obrázek 4.6 – Konzola

#### 4.5 Uchycení pohybového šroubu

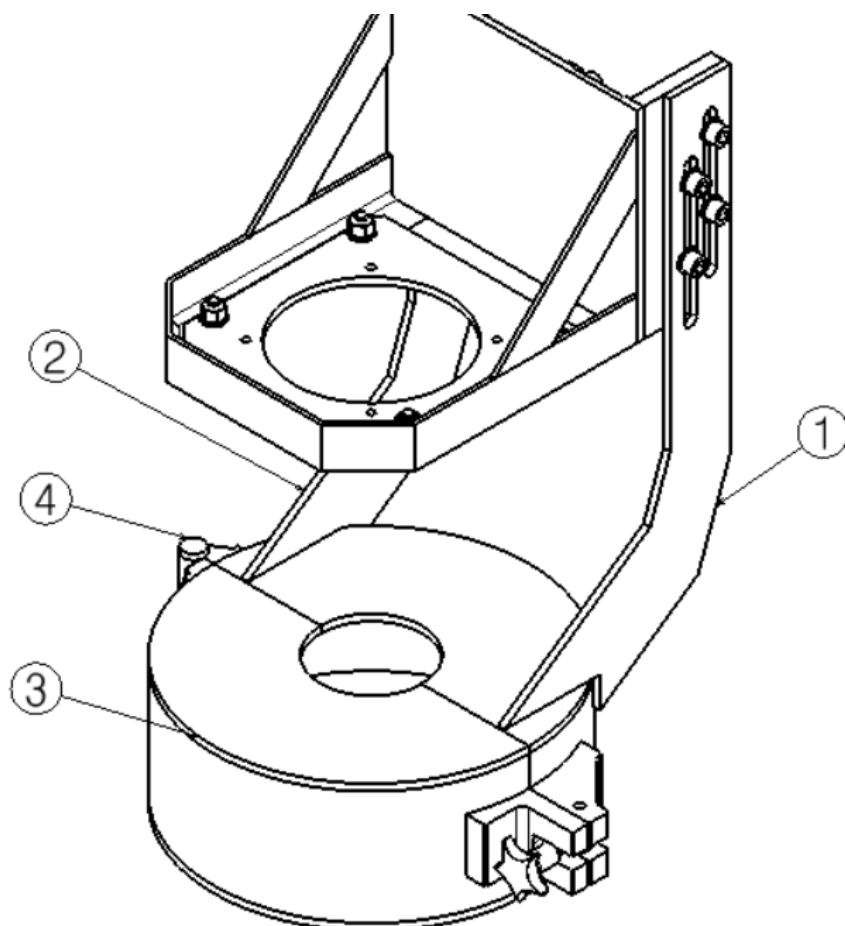
Tento svařenec se skládá z horní a dolní desky (1, 2), v deskách jsou vyfrézovány otvory, jimiž prochází pohybový šroub. Desky jsou svařeny se dvěma T-profilů (3, 4). Zadní plocha profilů je leštěna na malou drsnost, aby profily zároveň mohly sloužit jako vedení a opora při výškovém nastavování stroje. Horní a dolní kotvení (5, 6) je přišroubováno k desce konstrukce kotvení a pro zvýšení tuhosti je na každou stranu přidáno jedno žebro. Na výkrese sestavy má uchycení pohybového šroubu pozici 39.



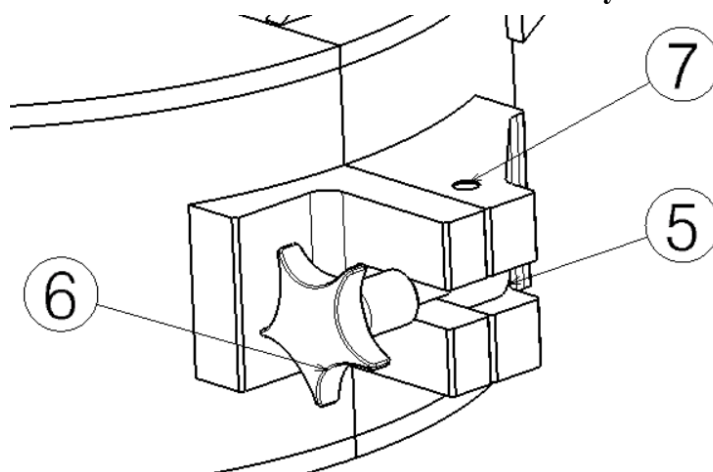
Obrázek 4.7 – Uchycení pohybového šroubu

#### 4.6 Konstrukce krytu

Kryt je s konzolou spojen díky dvěma plochým kusům (1, 2) osmi šrouby. V plochých částech se nachází drážky, díky nimž můžeme kryt zvedat nahoru nebo dolů, kdybychom potřebovali vyměnit hnací hřídelku za delší nebo kratší. Samotný kryt (3) je svařen ze tří částí. Pohyb krytu je umožněn panty (4). Otvírání a uzavírání krytu je zajištěno kulovým čepem (5) se závitem na konci. Kryty se zajistí přitahovacím kolem (6). Do kulového čepu je vyvrtán otvor a je jím prostrčen válcový čep s osazením (7), aby se kulový čep mohl otáčet pouze v horizontální rovině. Na výkrese sestavy má konstrukce krytu pozici 33.



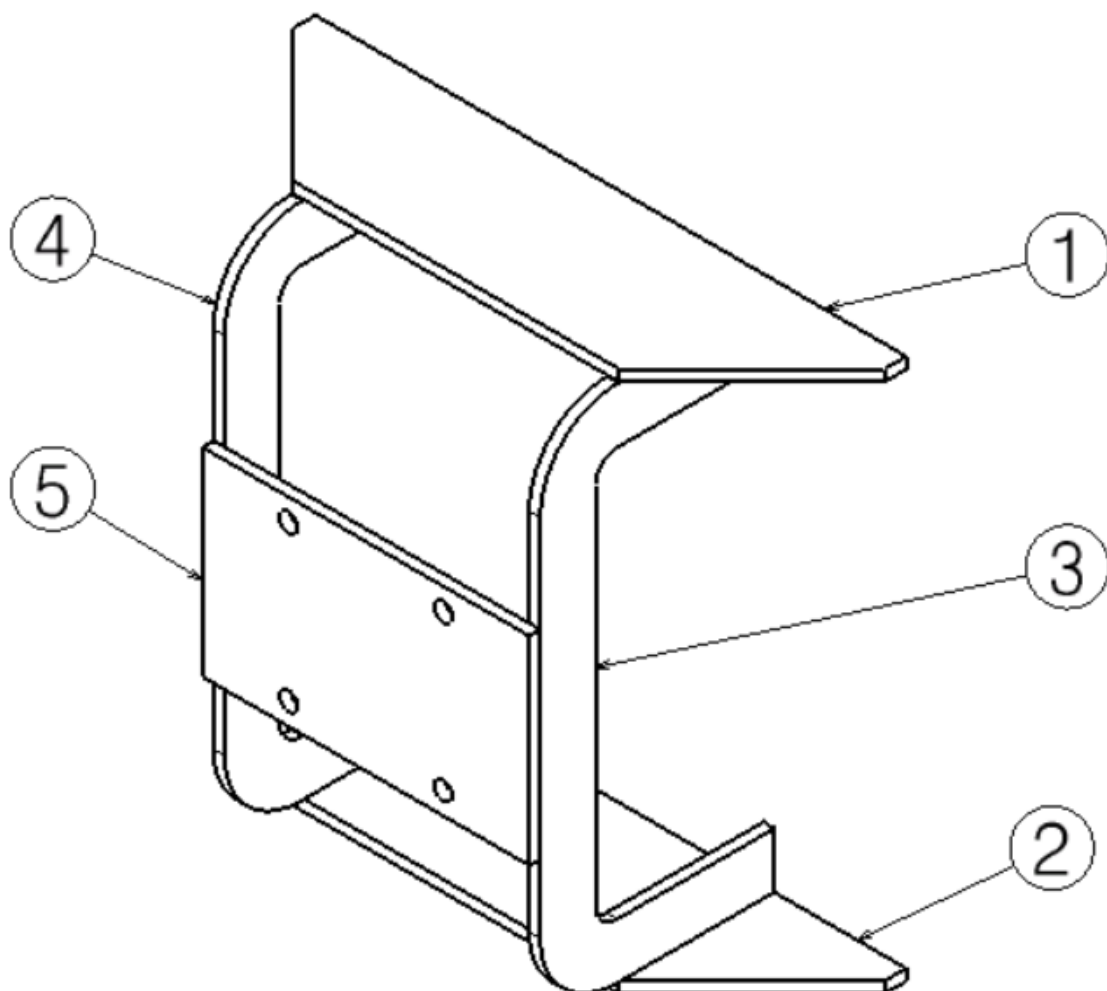
Obrázek 4.8 – Konstrukce krytu



Obrázek 4.9 – Pohled na zavírání krytu

#### 4.7 Konstrukce kotvení

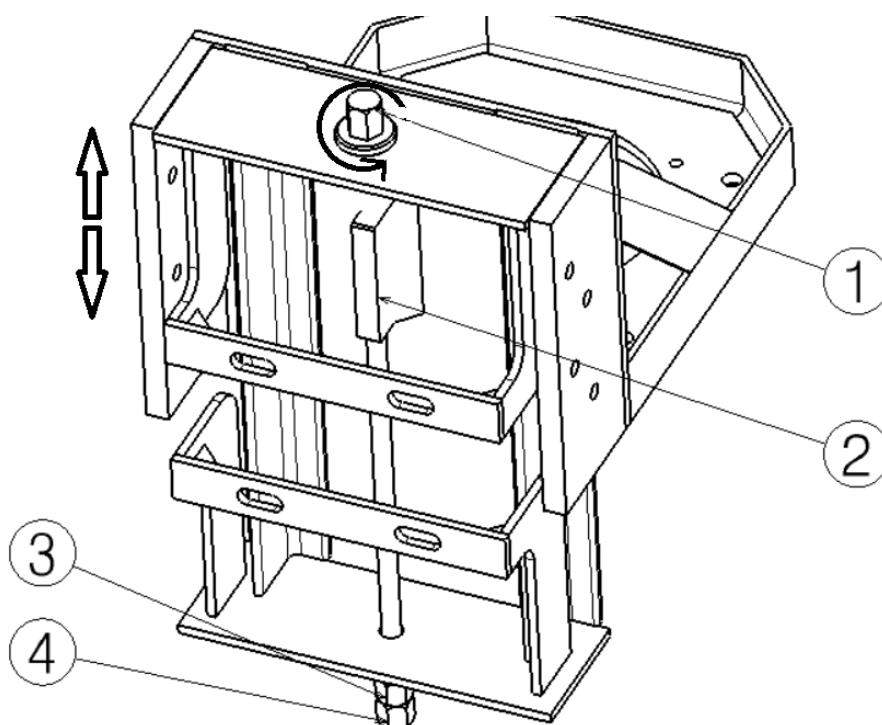
K základně stroje je konstrukce přivařena dvěma deskami (1, 2). Na bočních profilech (3, 4) je přivařena nosná deska (5). S konstrukcí uchycení pohybového šroubu je tato konstrukce spojena šrouby. Na výkrese sestavy má konstrukce kotvení pozici 40.



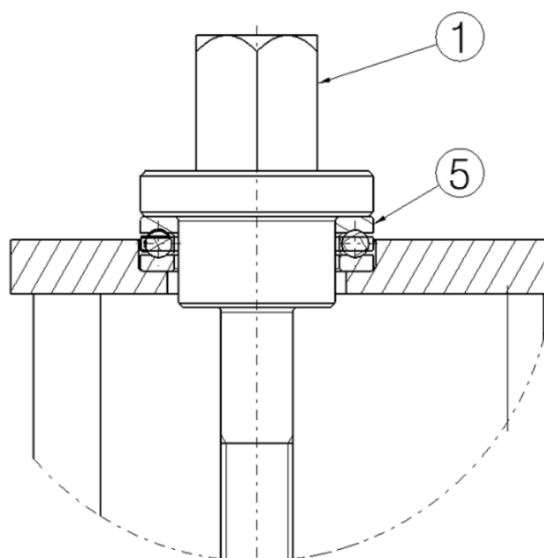
Obrázek 4.10 – Konstrukce kotvení

#### 4.8 Výškové nastavení konstrukce

Při zkoušení různých typů kol se také mění hloubka kola a kvůli toho se musí nastavit výška konzoly, na které je upevněn motor. Toto je vyřešeno pohybovým šroubem (1), který se prostrčí otvorem v konstrukci a poté se zašroubuje do matice v konzoli (2). Do teď se výška musela nastavovat tak, že se muselo vylézt na žebřík a až poté se mohla nastavit. Toto jsem vyřešil způsobem, že na konec pohybového šroubu našroubuji matici (3), kterou utáhnu kontra maticí (4). Díky tomu vylepšení obsluha může nastavovat výšku konzole ze země. Hladký chod šroubu je zajištěn axiálním ložiskem (5), které se vloží do vyfrézovaného otvoru v horní desce. Osazení pohybového šroubu pak sedí na ploše ložiska a může se s ním tak volně otáčet.



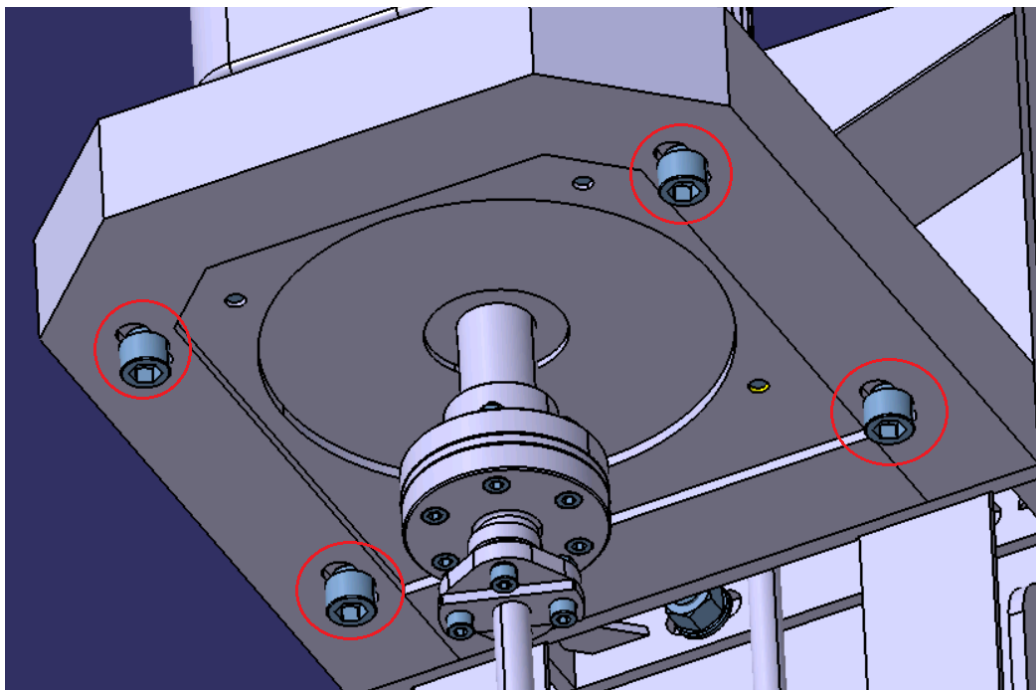
Obrázek 4.11 – Ukázka výškového nastavení konstrukce



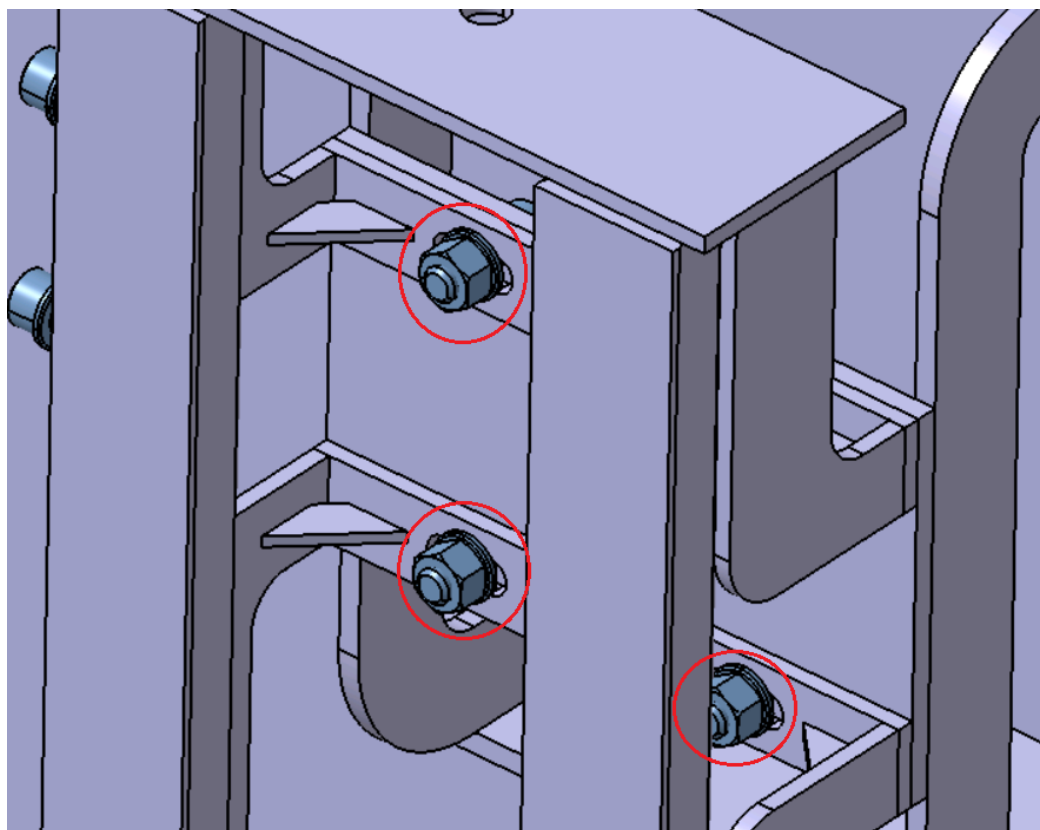
Obrázek 4.12 – Uložení šroubu v ložisku

#### 4.9 Korekce stroje

Při údržbě stroje jsme si s kolegy všimli, že osa motoru je od osy kola o pár centimetrů vychýlena. Tímto jevem se zvyšuje odstředivá síla, což způsobuje, že součásti budou více namáhány a výsledky měření mohou být zkreslené. Příčnou a podélnou korekci osy jsem vyřešil drážkami, ve kterých můžeme nastavit osu  $\pm 2$  cm, což je pro metody laboratoře zcela dostatečné.



Obrázek 4.13 – Podélná korekce



Obrázek 4.14 – Příčná korekce

## 5 Výpočty

V této kapitole se zabývám návrhovými a kontrolními výpočty vybraných konstrukčních uzlů a součástí stroje.

### 5.1 Výpočet výkonu motoru

Motor má při 1150 ot/min výkon 6300 W. Stroj bude pracovat při provozních otáčkách 1300–1400 ot/min. Při výpočtu budu počítat s horší variantou 1400 ot/min. Dle křivky výkonu nebude výkon při 1400 ot/min vyšší, budu proto počítat s výkonem 6300 W.

$$P_M = 6300 \text{ W}$$

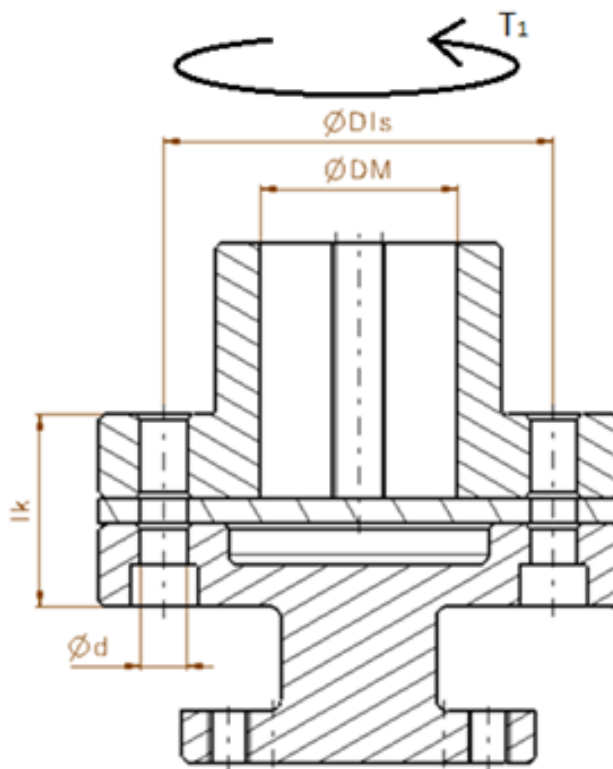
### Výpočet točivého momentu

Točivý moment jsem vypočetl z výkonu motoru při otáčkách  $n_2$ .

$$T_M = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_M}{60}} = \frac{6300}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1400}{60}} = 42,97 \text{ N} \cdot \text{m} = 42971,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (1)$$

### 5.2 Výpočet kotoučové spojky s pružným členem

Volím kotoučovou spojku z důvodu snadného a bezúdržbového chodu a mezi kotouče přidám pružný člen, který bude pohlcovat případné vibrace stroje. Kotouče budou spojeny lícovanými šrouby. Do výpočtu spojek se zahrnuje provozní součinitel  $K = 1 \div 2$  z případného přenosu většího kroutícího momentu.  $K$  volím 1,5.



Obrázek 5.1 – Rozměry spojky



$$T_1 = T_M \cdot K = 42,97 \cdot 1,5 = 64,445 \text{ N} \cdot \text{m} = 64445 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2)$$

Hřídel z elektromotoru má průměr  $D_M = 38 \text{ mm}$ .

Rozteč lícovaných šroubů  $D_{ls} = (1,3 \div 2,6) \cdot D_M$

$$D_{ls} = 2 \cdot 38 = 76 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 75 \text{ mm} \quad (3)$$

Celková šířka kotoučů  $l_k = 37 \text{ mm}$

Výpočet obvodové síly  $F_s$  a obvodové síly na jeden šroub  $F_i$

Volím 6 lícovaných šroubů M8. Otvor pro šrouby je  $d_s = 10 \text{ mm}$ .

$$F_s = \frac{2 \cdot T_1}{D_{ls}} = \frac{2 \cdot 64445}{75} = 1718,5 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_i = \frac{F}{i} = \frac{1718,5}{6} = 286,4 \text{ N} \quad (5)$$

Šrouby mají třídu pevnosti 8.8, pevnost v tahu bude  $R_m = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa}$ .

Dovolené napětí ve střihu je přibližně  $\tau_{Ds} \approx 0,6 \cdot R_m$ .

$$\tau_{Ds} \approx 0,6 \cdot 640 \approx 384 \text{ MPa} \quad (6)$$

$$\tau_s = \frac{F_i}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (7)$$

$$\tau_s = \frac{F_i}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} = \frac{286,4}{\frac{\pi \cdot 10^2}{4}} = 3,64 \text{ MPa} \leq 384 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### Kontrola na otláčení

Dovolený tlak  $P_d = 40 \div 180 \text{ MPa} \rightarrow \text{volím } 120 \text{ MPa}$

$$P = \frac{F_i}{S_p} \leq P_d \quad (8)$$

$$P = \frac{F_i}{S_p} = \frac{F_i}{d_s \cdot l_k} = \frac{286,4}{10 \cdot 37} = 0,77 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 5.3 Návrh a kontrola hnací hřídele

Hnací hřídel je v podstatě trubka, na kterou jsou z obou stran navařeny 2 ploché kusy oceli. Na této hřídeli budu kontrolovat svary na krut a také dimenzovat samotnou hřídel na krut.

Materiál hřídele a plochých kusů volím 11 523.0. z důvodu dobré svařitelnosti a dostačující pevnosti.

#### Dimenzování průměru hřídele

$$\tau_{Dk} = 85 \div 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{volím } 100 \text{ MPa}$$

$$\text{Součinitel bezpečnosti } k = 1,5$$

$$T_M = 42,97 \text{ N} \cdot \text{m} = 42971,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{T_M}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \frac{\tau_{Dk}}{k} \quad (9)$$

$$\frac{\tau_{Dk}}{k} \geq \frac{T_M}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{T_M \cdot 16}{\frac{\tau_{Dk}}{k} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{42971,8 \cdot 16}{\frac{100}{1,5} \cdot \pi}} = 14,8 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 18 \text{ mm}$$

#### Pevnostní výpočet svarů na hřídeli

$$a = 4 \text{ mm}$$

$$a_1 = 5,66 \text{ mm}$$

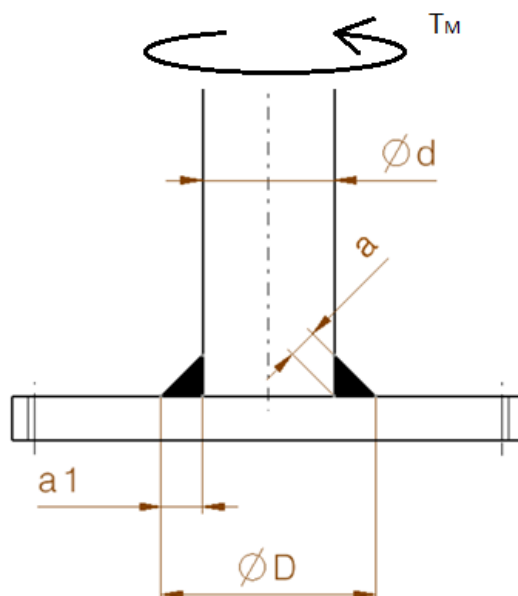
$$d = 18 \text{ mm}$$

$$D = d + 2a_1 = 18 + 2 \cdot 5,66 = 29,32 \text{ mm}$$

$$\text{Součinitel bezpečnosti } k = 2$$

$$R_e = 349 \text{ MPa} [6]$$

$$\text{Součinitel svarového spoje } \alpha_\tau = 0,75 [6]$$



Obrázek 5.2 – Rozměry svarů a hnací hřídelky

$$\tau_D = \alpha_\tau \cdot \frac{R_e}{k} = 0,75 \cdot \frac{349}{2} = 130 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{T_M}{2 \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}} \leq \tau_{Dk} \quad (11)$$

$$\tau_k = \frac{42971,8}{2 \cdot \frac{\pi \cdot (29,32^4 - 18^4)}{16 \cdot 29,32}} = 5,1 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (9)$$

#### 5.4 Výpočet hřídele namáhané na ohyb za rotace

Tato hřídel je namáhána ohybem za rotace. Její největší zatížení se musí pohybovat pod mezi únavy. Tvar profilu hřídele je křivka podle funkce  $y = 62,762 \cdot \sqrt[3]{\frac{x}{500}}$ .

Nejdříve se musela zjistit odstředivá síla působící na konci hřídele, která je způsobena otáčením rotační hlavy s nevývažkem. Zjistil jsem objemy všech otáčejících se součástí, které nejsou v ose stroje. Objem a těžiště jednotlivých součástí jsem vyčetl z modelů. Z objemů a polohy součástí jsem vypočetl celkové těžiště.

##### Výpočet těžiště

Polohy těžišť " $y_{Tx}$ " jednotlivých součástí jsem zjistil z 3D modelů.

$$V_{tyče} = 17494 \text{ mm}^3$$

$$V_{závaží} = 63313,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{trubky} = 12553,5 \text{ mm}^3$$

$$V_{matice} = 2150,7 \text{ mm}^3$$

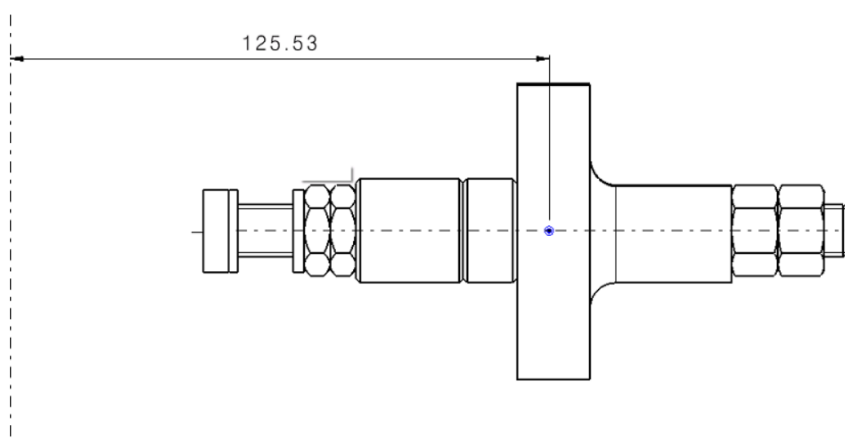
$$m_{celkové} = 0,819 \text{ kg}$$

$$n_M = 1400 \text{ ot/min}$$

$$y_T = \frac{V_{tyče} \cdot y_{T_{tyče}} + V_{matice} \cdot y_{T_{matice}} + V_{trubky} \cdot y_{T_{trubky}} + V_{trubky} \cdot y_{T_{trubky}} + V_{závaží} \cdot y_{T_{závaží}} + V_{matice} \cdot y_{T_{matice}} + V_{matice} \cdot y_{T_{matice}}}{V_{celkové}} \quad (12)$$

$$y_T = \frac{17494 \cdot 121,5 + 2150,7 \cdot 74,65 + 12553,5 \cdot 98,87 + 63313,5 \cdot 130,1 + 2150,7 \cdot 173,75 + 2150,7 \cdot 184,6}{99811}$$

$$y_T = 125,53 \text{ mm} = 0,12553 \text{ m}$$



**Obrázek 5.3 – Poloha těžiště nevyvážku**

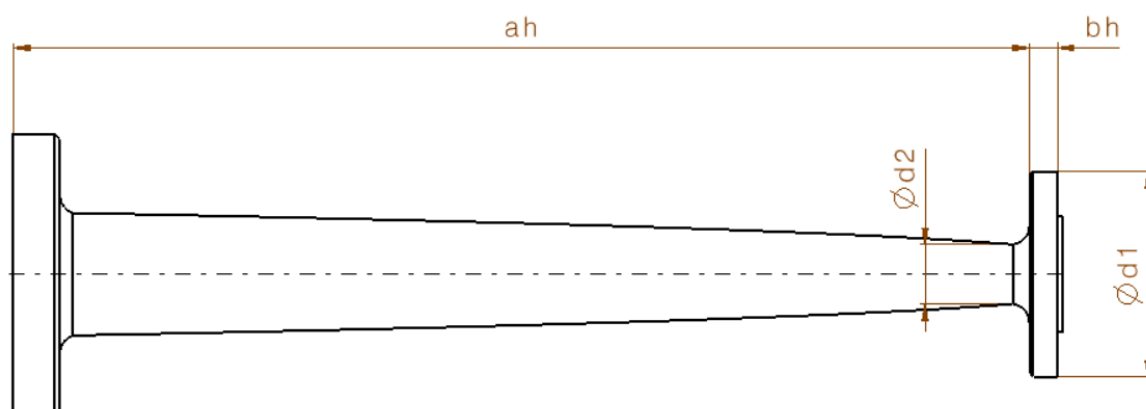
### Výpočet odstředivé síly

$$F = m_{\text{celkové}} \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} \right)^2 \cdot y_T \quad (13)$$

$$F = 0,819 \cdot \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot 1400}{60} \right)^2 \cdot 0,12553 = 2210,6 \text{ N} \rightarrow \text{Zaokrouhluji na } 2500 \text{ N}$$

### Výpočet průhybu

K výpočtu průhybu použiji Castiglianovu větu. Jde o staticky neurčitou úlohu. Hřídel budeme považovat za nosník. Hřídel rozdělím na 2 úseky kvůli osazení na hřídeli.



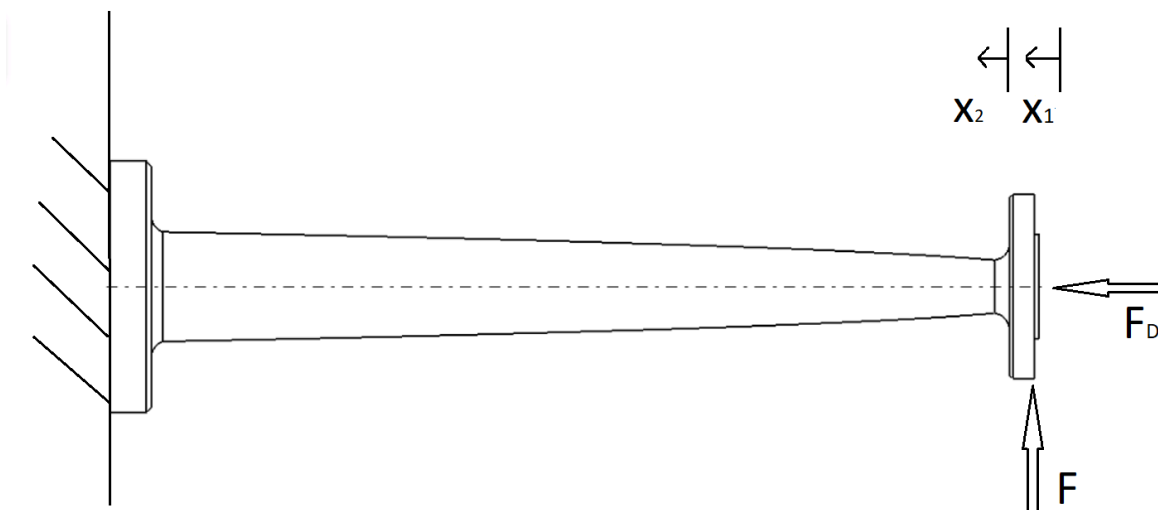
**Obrázek – 5.4 Rozměry hřídele**

$$a_h = 543,8 \text{ mm}$$

$$b_h = 18,2 \text{ mm}$$

$$d_1 = 110 \text{ mm}$$

$$d_2 = 2,762 \cdot \sqrt[3]{\frac{x}{500}}$$



**Obrázek 5.5 – Nákres nosníku**

$$F = 2500 \text{ N}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

### Deformační podmínky

$$w_D = 0$$

$$F_D = 0 \text{ N}$$

Výsledné posunutí ve směru síly  $F$  je součtem posunutí z 1. a 2. úseku:

$$w_F = w_{F_1} + w_{F_2} \quad (14)$$

### Řešení 1. úseku

$$x_1 \in \langle 0; b_h \rangle$$

$$M_{x_1} = F \cdot x \quad (15)$$

$$\frac{\partial M_{x_1}}{\partial F} = x \quad (16)$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 110^4}{64} \quad (17)$$

$$w_{F_1} = \int_0^b \frac{M_{x_1}}{E \cdot J_1} \cdot \frac{\partial M_{x_1}}{\partial F} dx = \frac{1}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}} \cdot \int_0^b F \cdot x \cdot x dx = \quad (18)$$

$$\frac{1}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}} \cdot \left[ F \cdot \frac{x^3}{3} \right]_0^b = \frac{1}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}} \cdot F \cdot \frac{b_h^3}{3} =$$

$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 110^4}{64}} \cdot 2500 \cdot \frac{18,2^3}{3} =$$

$$w_{F_1} = 3,329 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$$

## Řešení 2. úseku

$$x_2 \in \langle 0; a_h \rangle$$

$$M_{x_2} = F \cdot x \quad (19)$$

$$\frac{\partial M_{x_2}}{\partial F} = x \quad (20)$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot (62,762 \cdot \sqrt[3]{\frac{x}{500}})^4}{64} \quad (21)$$

$$w_{F_2} = \int_0^a \frac{M_{x_2}}{E \cdot J_2} \cdot \frac{\partial M_{x_2}}{\partial F} dx = \frac{1}{E} \cdot \int_0^a \frac{1}{\frac{\pi \cdot (62,762 \cdot \sqrt[3]{\frac{x}{500}})^4}{64}} \cdot F \cdot x \cdot x dx = \quad (22)$$

$$= \frac{1}{E} \cdot \int_0^a \frac{1}{\frac{\pi \cdot 62,762^4 \cdot x^{\frac{4}{3}}}{64}} \cdot F \cdot x^2 dx = \frac{1}{E} \cdot \frac{64 \cdot 500^{\frac{4}{3}}}{\pi \cdot 62,762^4} \cdot F \int_0^a x^{-\frac{4}{3}} \cdot x^2 dx =$$

$$= \frac{64 \cdot 500^{\frac{4}{3}}}{E \cdot \pi \cdot a^4} \cdot F \cdot \left[ \frac{x^{\frac{5}{3}}}{\frac{5}{3}} \right]_0^a = \frac{64 \cdot 500^{\frac{4}{3}}}{E \cdot \pi \cdot 62,762^4} \cdot F \cdot \frac{3}{5} \cdot \sqrt[3]{a_h^5} =$$

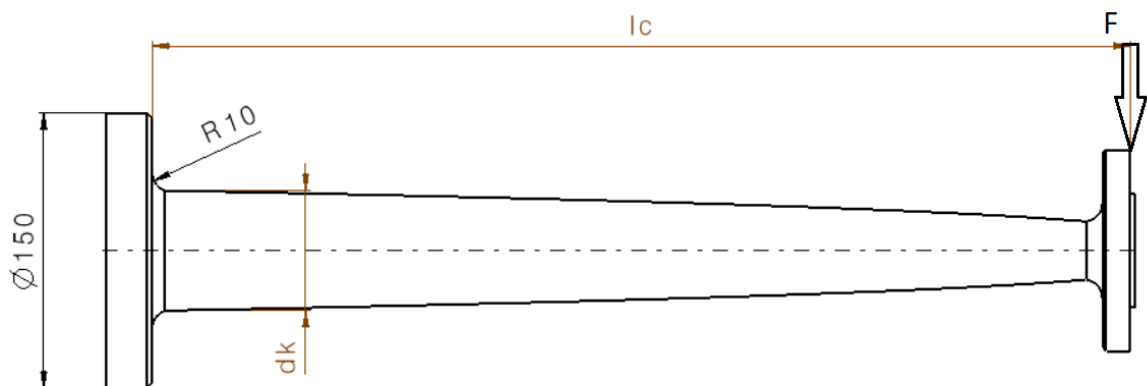
$$= \frac{64 \cdot 500^{\frac{4}{3}}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 62,762^4} \cdot 2500 \cdot \frac{3}{5} \cdot \sqrt[3]{543,8^5} =$$

$$w_{F_2} = 1,348 \text{ mm}$$

$$w_F = w_{F_1} + w_{F_2} = 3,329 \cdot 10^{-6} + 1,348 = 1,348 \text{ mm} \quad (14)$$

## Výpočet největšího napětí na hřídeli

Největší ohybové napětí bude ve spodním rádiu hřídele. Počítal jsem ho, abych zjistil, zda bude menší nebo větší než mezní únavové napětí.



Obrázek 5.6 – Rozměry a síla působící na hřídel

$$\alpha = 2 \text{ [6]}$$

$$l_c = 534 \text{ mm}$$

$$d_k = 65,5 \text{ mm}$$

$$F = 2500 \text{ N}$$

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{oMax}}{W_o} \cdot \alpha \quad (23)$$

$$\sigma_{Max} = \frac{F \cdot l_c}{\frac{\pi \cdot d_k^3}{32}} \cdot \alpha = \frac{2500 \cdot 534}{\frac{\pi \cdot 65,5^3}{32}} \cdot 2 = 96,8 \text{ MPa}$$

### Přibližné stanovení meze únavy

Hřídel je namáhána souměrným střídavým cyklem. Pro souměrný střídavý cyklus je  $R = -1$ . Mez únavy je převážně závislá na mezi pevnosti materiálu  $R_m$ . Mez pevnosti oceli 15 230.6 je  $R_m = 850 \text{ MPa}$  [8]. Pro ohyb se mez únavy rovná přibližně

$$\sigma_{oc} \approx 0,44 \cdot R_m \approx 0,44 \cdot 850 \text{ [7]} \quad (24)$$

$$\sigma_{oc} \approx 374 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Max} < \sigma_{oc} \quad (25)$$

$$96,8 \text{ MPa} < 374 \text{ MPa}$$

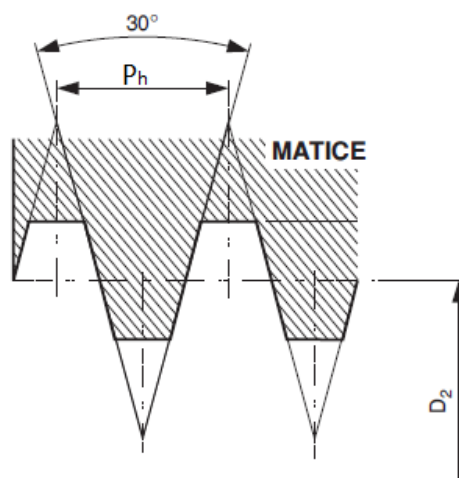
Největší zatížení na hřídeli je  $96,8 \text{ MPa}$ , nepřesahuje tak mez únavy. Hřídel by tak měla vydržet teoreticky nekonečně mnoho cyklů.

### 5.5 Kontrola samosvornosti pohybového šroubu

Pro výškové nastavení konzoly jsem zvolil šroub Tr 16x4. Je potřeba, aby šroub byl samosvorný.

Aby byl šroub samosvorný, musí být úhel tření  $\varphi'$  větší než úhel stoupání  $\psi$ .

$$\varphi' > \psi \quad (26)$$



Obrázek 5.7 – Rozměry lichoběžníkového závitu [9]

Rozměry závitu Tr16 x 4

$$D_2 = 14 \text{ mm [6]}$$

$$P_h = 4 \text{ mm [6]}$$

$$\alpha_z = 30^\circ \text{ [6]}$$

$$f_z = 0,11 \text{ [10]}$$

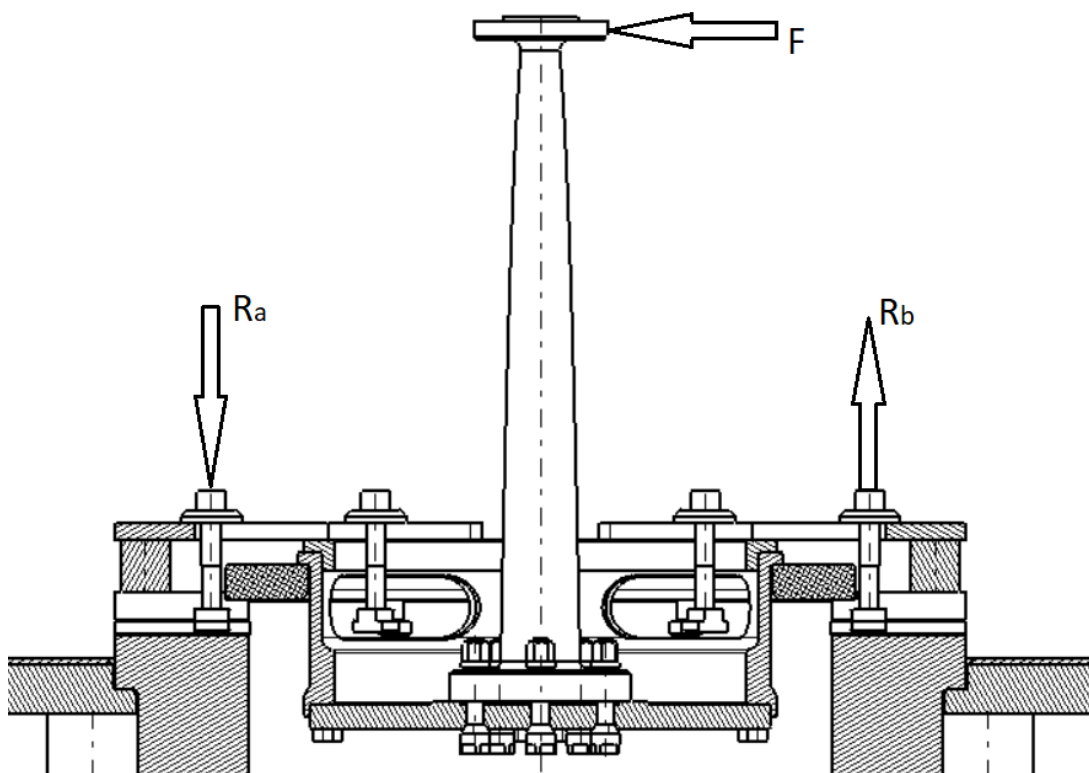
$$\varphi' = \arctg \cdot \left( \frac{f_z}{\cos \cdot \frac{\alpha_z}{2}} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{0,11}{\cos \cdot \frac{30}{2}} \right) = 6,5^\circ \quad (27)$$

$$\psi = \arctg \cdot \left( \frac{P_h}{\pi \cdot D_2} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot 14} \right) = 5,2^\circ \quad (28)$$

$$\varphi' > \psi \quad (26)$$

## 5.6 Výpočet utahovacího momentu upínek

Upnutí kola je tvořeno dvěma upínkami. Každá je připevněna třemi šrouby. Je potřeba tyto šrouby přitáhnout dostatečně velkým utahovacím momentem, aby nedošlo k uvolnění přípravku či kola. Odstředivá síla, která je vytvořena rotací nevývažků působí na všechny šrouby. Největší reakce sil bude vždy ve dvou šroubech, které leží naproti sobě.

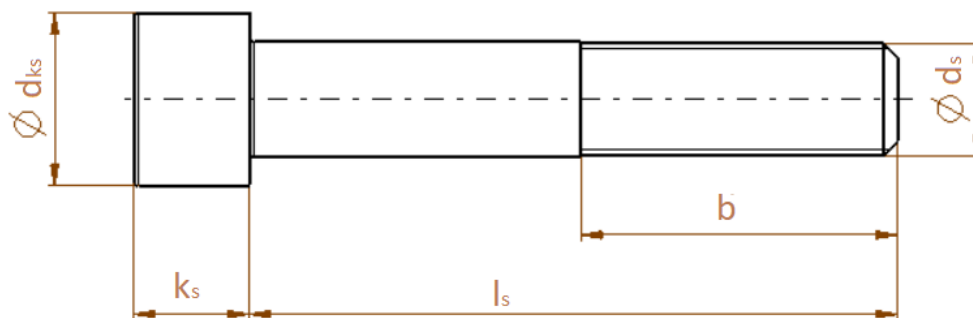


Obrázek 5.8 – Zobrazení reakcí v přírubách



## Výpočet tuhosti šroubu

Volím šroub M16 x 90



Obrázek 5.9 – rozměry šroubu

$$d_{kS} = 24 \text{ mm}$$

$$k_s = 16 \text{ mm}$$

$$l_s = 90 \text{ mm}$$

$$b = 44 \text{ mm}$$

$$d_s = 16 \text{ mm}$$

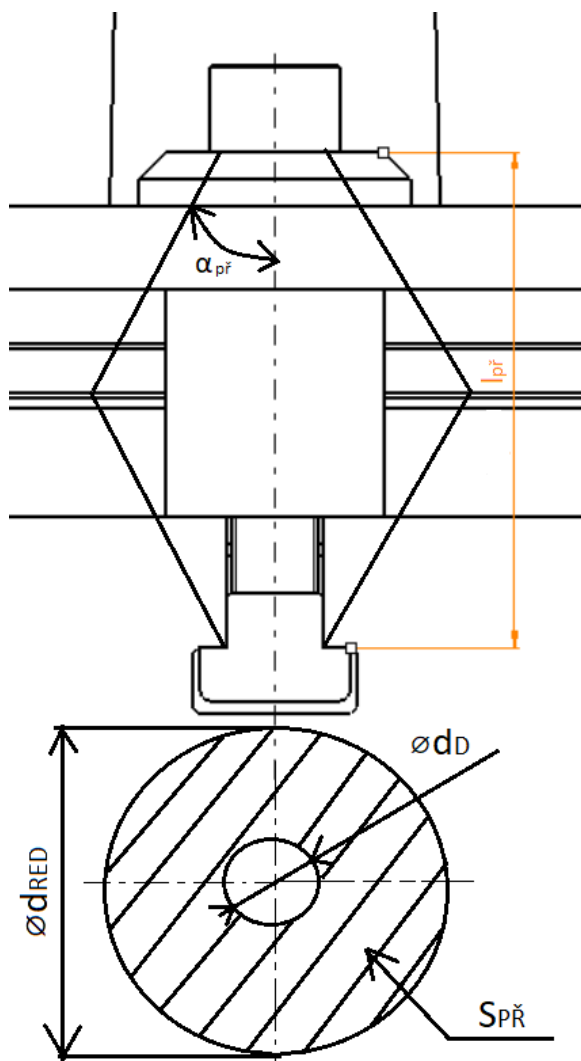
$$d_{s2} = 14,701 \text{ mm}$$

$$d_{s3} = 13,546 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_s} &= \frac{1}{E_s} \cdot \sum \frac{l_{si}}{S_{si}} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_{s2}}{2}\right)^2} + \frac{b - h}{\pi \cdot \left(\frac{d_{s3}}{2}\right)^2} + \frac{l_s - b}{\pi \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^2} + \frac{\frac{2}{3} \cdot k_s}{\pi \cdot \left(\frac{d_{kS}}{2}\right)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{21000} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2} \cdot 9}{\pi \cdot \left(\frac{14,701}{2}\right)^2} + \frac{35}{\pi \cdot \left(\frac{13,546}{2}\right)^2} + \frac{46}{\pi \cdot \left(\frac{16}{2}\right)^2} + \frac{\frac{2}{3} \cdot 16}{\pi \cdot \left(\frac{24}{2}\right)^2} \right] = \\ &= 2,48445203 \times 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \\ C_s &= \frac{1}{2,48445203 \times 10^{-5}} = 40250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned} \quad (29)$$

## Výpočet tuhosti příruby



Obrázek 5.10 – Rozložení tlaku v přírubách

$$\alpha_{př} = 40^\circ$$

$$d_D = 20 \text{ mm}$$

$$l_{př} = 91 \text{ mm}$$

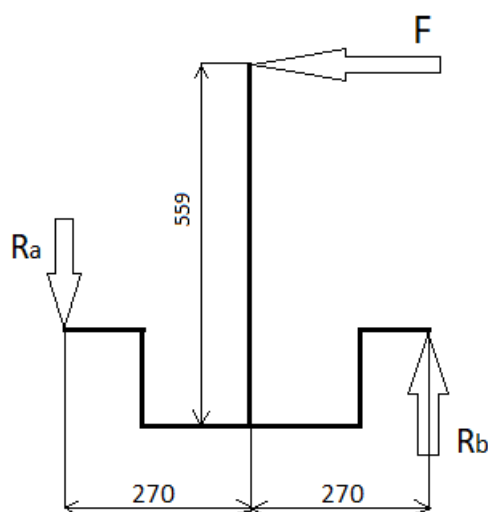
$$C_{př} = \frac{E_{př} \cdot S_{př}}{l_{př}} \quad (30)$$

$$d_{RED} = d_k + \frac{l_{př}}{2} \cdot \tan \alpha = 24 + \frac{91}{2} \cdot \tan 40 = 62,18 \text{ mm} \quad (31)$$

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (62,18^2 - 20^2) = 2721 \text{ mm}^2 \quad (32)$$

$$C_{př} = \frac{21000 \cdot 2721}{91} = 627923 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (30)$$

## Výpočet síly v přírubě



Obrázek 5.11 – Schéma sil v přírubě

Pomocí momentové rovnováhy vypočtu reakce  $R_a$  a  $R_b$ .

Síla v přírubě  $F_p$  se rovná reakci  $R_a$  a  $R_b$ .

$$M_A: F \cdot 412 - R_B \cdot 270 \cdot 2 = 0 \quad (31)$$

$$R_B = \frac{F \cdot 559}{270 \cdot 2} = \frac{2500 \cdot 559}{270 \cdot 2} = 2587,96 \text{ N}$$

$$R_B = R_A = F_p \quad (32)$$

## Výpočet osové síly ve šroubu

$$F_o = 1,3 \cdot F_p + F_p \cdot \frac{C_{př}}{C_s + C_{př}} = 1,3 \cdot 2587,96 + 2587,96 \cdot \frac{627923}{40250 + 627923} = 5796,41 \text{ N} \quad (33)$$

## Výpočet utahovacího momentu

$$f = 0,2 [6]$$

$$f_z = 0,8 [11]$$

$$M_u = F_o \cdot tg \cdot (\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f \cdot \frac{D_s}{2} \quad (34)$$

$$\varphi' = \arctg \cdot \left( \frac{f_z}{\cos \cdot \frac{\alpha}{2}} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{0,8}{\cos \cdot \frac{60}{2}} \right) = 42,7^\circ \quad (35)$$

$$\psi = \arctg \cdot \left( \frac{P_h}{\pi \cdot D_2} \right) = \arctg \cdot \left( \frac{2}{\pi \cdot 14,701} \right) = 2,47^\circ \quad (36)$$

$$D_s = \frac{D_k + D_D}{2} = \frac{24 + 20}{2} = 22 \text{ mm} \quad (37)$$

$$M_u = 5796,42 \cdot tg \cdot (42,7 + 2,47) \cdot \frac{14,701}{2} + 5796,42 \cdot 0,2 \cdot \frac{22}{2} = 55612,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} = 55,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (34)$$

## 5.7 Návrh ložiska do rotující hlavy

Tělo rotující hlavy s nevývažkem se skládá ze tří částí. V hlavě je uloženo dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko. Rotace nevývažku vytváří odstředivou sílu, která způsobuje naklápění ložiska. Konec hřídele se posune o 1,348 mm a výsledné naklopení je  $0^{\circ}8'$ . Bylo potřeba zjistit, zda ložisko unese dané naklopení. Volím ložisko SKF 21308 E [11].

### Výpočet základní trvanlivosti ložiska

Parametry ložiska potřebné pro výpočet:

$$C = 107 \text{ kN} [11]$$

$$p = \frac{10}{3}$$

$$X = 2,8 [11]$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_M} \quad (38)$$

$$P_o = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 2,8 \cdot 2500 + 4,2 \cdot 0 = 7000 \text{ N} \quad (39)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_o}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_M} = \left(\frac{107000}{7000}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1400} = 105521 \text{ h} \quad (38)$$

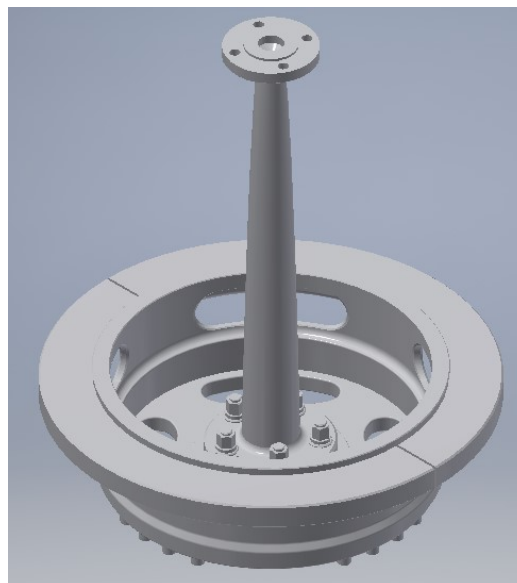
Ložisko SKF 21308 E splňuje požadavky pro použití v rotující hlavě.

## 6 Pevnostní analýza MKP

Pomocí metody konečných prvků v softwaru Inventor 2019 jsem chtěl zkontrolovat výpočet napětí a posunutí na hřídeli namáhané ohybem za rotace.

### Model pro simulaci

Pro simulaci jsem zjednodušil sestavu. Skládá se z podpěrných kroužků, do kterého je přípravek vložen, přípravku a hřídele.



Obrázek 6.1 Model pro simulaci

## Analýza součástí a volba materiálu

Hřídel a přípravek je vyroben z oceli 15 230.6. Materiál podpěrného kroužku je 12 050.6. V editoru materiálů jsem změnil mez kluzu a mez pevnosti v tahu. [8]

Editor materiálů: 15 230.6

Identita Vzhled Fyzikální

► Informace

▼ Základní tepelné

Tepelná vodivost 4,700E+01 W/(m·K)

Měrné teplo 0,480 J/(g·°C)

Koeficient ...roztlačnosti 12,000 μm/ (m·° C)

► Mechanické

▼ Pevnost

Mez průtažnosti 635,000 MPa

Pevnost v tahu 850,000 MPa

☒ Tepelně zpracováno

OK Storno Použít

Editor materiálů: 12 050.6

Identita Vzhled Fyzikální

► Informace

▼ Základní tepelné

Tepelná vodivost 5,600E+01 W/(m·K)

Měrné teplo 0,480 J/(g·°C)

Koeficient ...roztlačnosti 12,000 μm/ (m·° C)

► Mechanické

▼ Pevnost

Mez průtažnosti 330,000 MPa

Pevnost v tahu 700,000 MPa

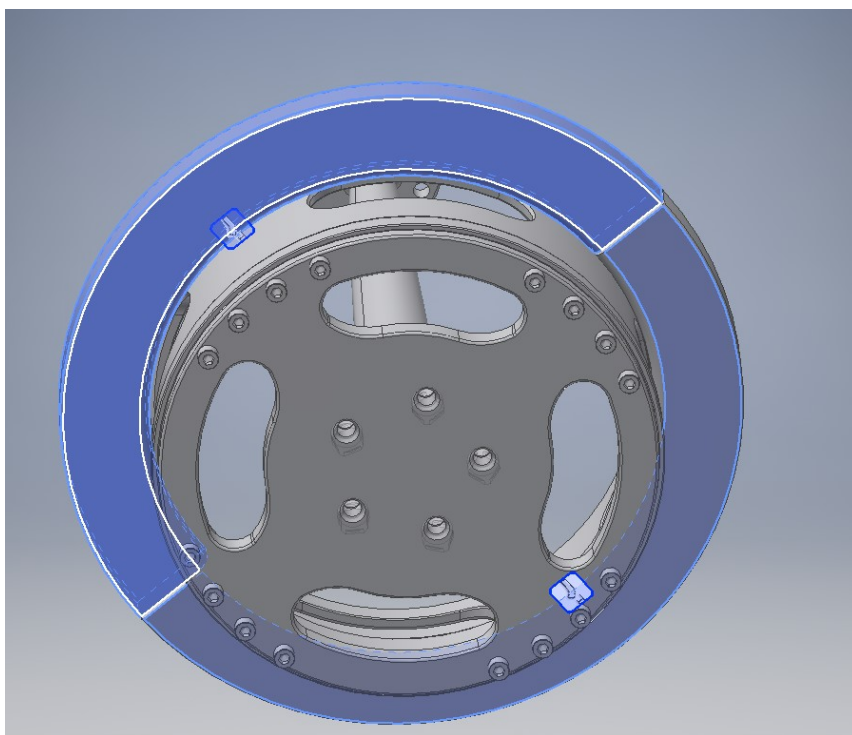
☒ Tepelně zpracováno

OK Storno Použít

Obrázek 6.2 a 6.3 – Editor materiálů

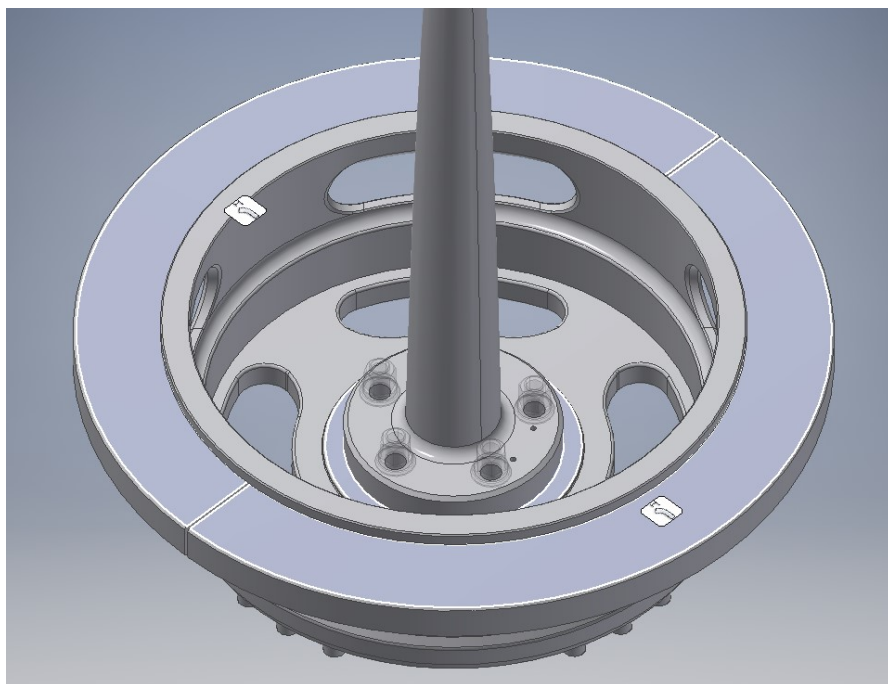
## Vazby

Pevnou vazbu jsem dal na spodní stranu podpěrného kroužku.



**Obrázek 6.4 – Pevná vazba**

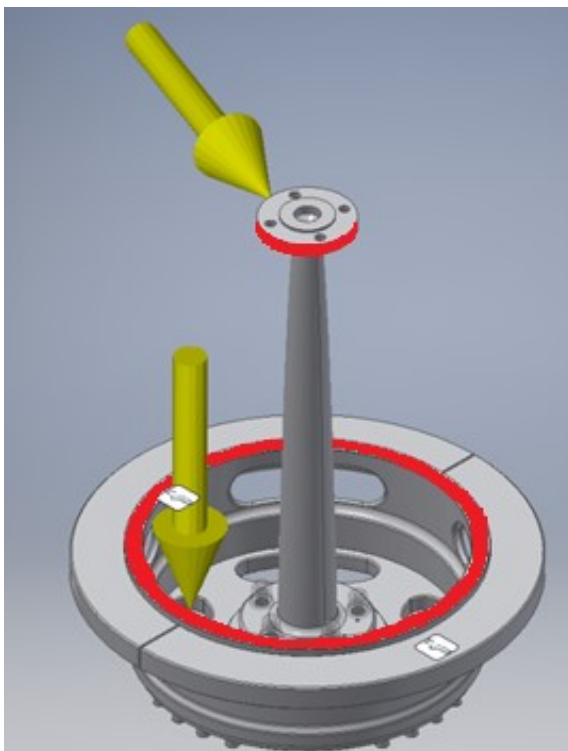
Původně byly všude vázané dotyky, ty jsem však nechal jen v sestavě přípravku. Zjištění deformace přípravku není cílem simulace. Na plochu, kde se přípravek opírá o podpěrný kroužek jsem dal separaci a na dotyk, kde hřídel sedí na přípravku jsem nechal vázaný dotyk, jelikož je zde pevné spojení pěti šrouby.



**Obrázek 6.5 – Dotyky v sestavě**

### **Zatížení**

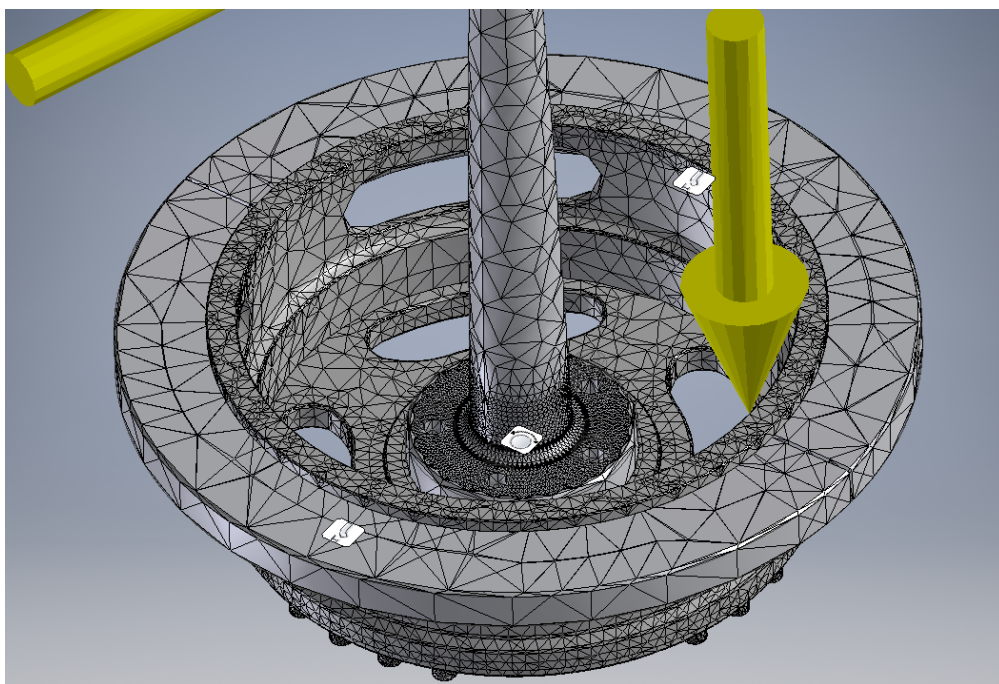
Přípravek je upevněn ve stolu stroje pomocí mechanických upínek. Ty přenáší sílu na horní plochu přípravku. Celková síla, která působí na upínky je 34776 N. Hřídel je namáhána odstředivou silou o velikosti 2500 N.



**Obrázek 6.6 – Umístění sil**

### **Síť**

Průměrnou velikost prvku jsem zvolil 0,1 mm. Větší hustotu sítě s velikostí prvku 0,085 mm jsem umístil na místo největšího zatížení. Na spodní zaoblení hřídele.

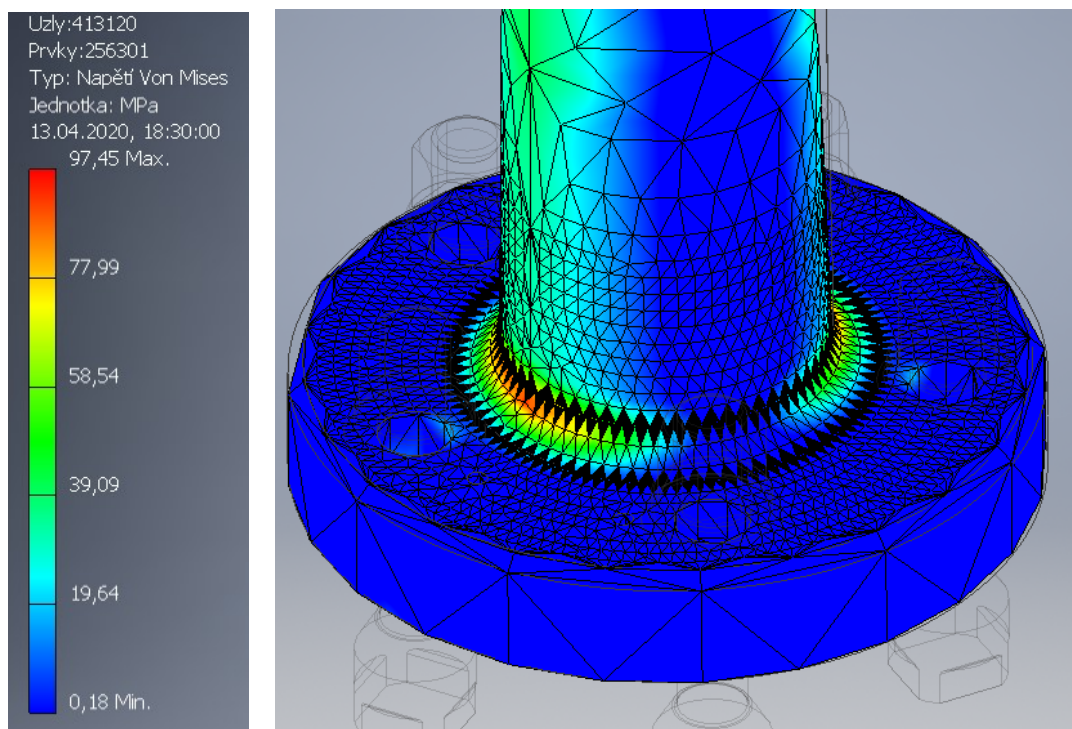


**Obrázek 6.7 – Ukázka sítě**



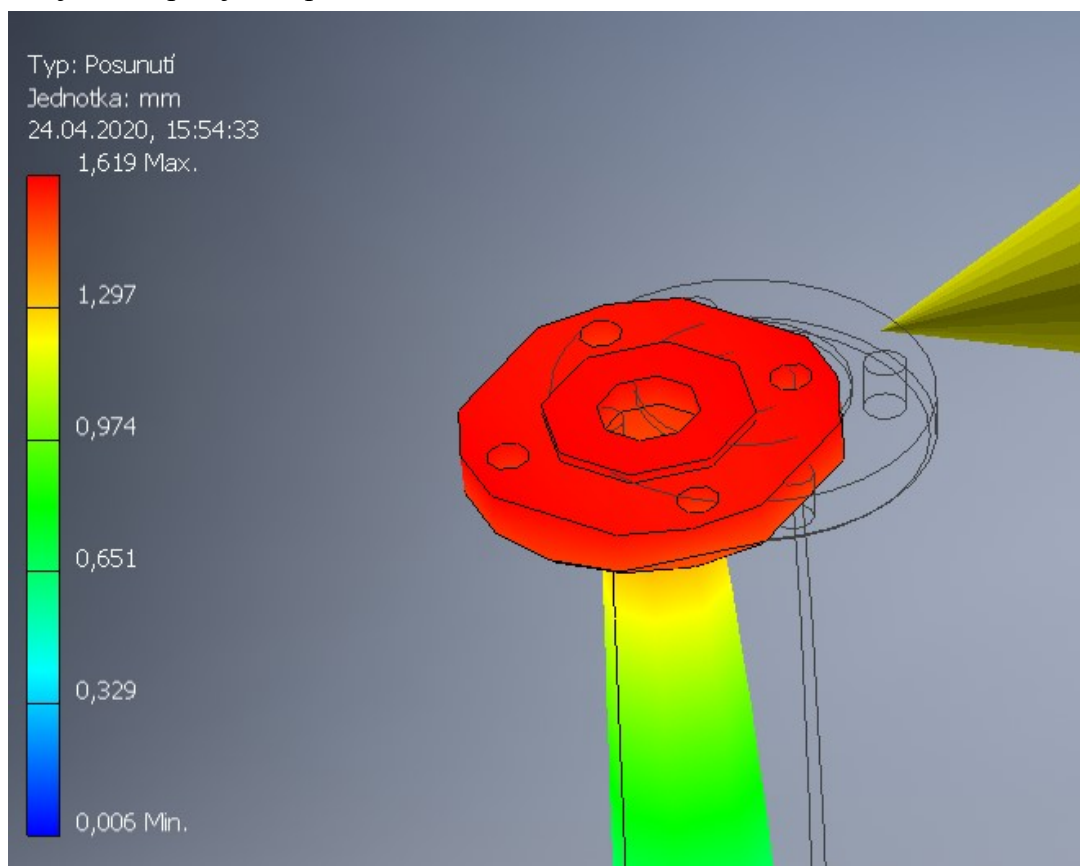
## Výsledky

Deformace na kalibračním přípravku a podpěrném koružku byly zanedbatelné oproti deformacím na hřídeli, proto je vyloučím ze studie.



**Obrázek 6.8 – Napětí na hřídeli**

Největší napětí je ve spodním zaoblení hřídele a to 97,45 MPa.



**Obrázek 6.9 – Posunutí na hřídeli**

Největší posunutí je v místě působení síly a činí 1,619 mm.



## **Zhodnocení výsledků**

Výsledky simulace se téměř shodují s výpočty, kterým jsem se v minulé kapitole věnoval. Jelikož se výsledky liší o 0,6 MPa a 0,27 mm, pravděpodobně jsou správné.

## **Závěr**

Cílem této bakalářské práce bylo připravit stroj pro kalibraci, díky které se zkontroluje přesnost stroje. Zahrnovalo to návrh přípravků pro uchycení kalibračního přípravku a návrh hřídele namáhané na ohyb za rotace. Dále mým úkolem bylo navrhnout konstrukci stroje tak, aby byla tuhá a dala se lehce nastavovat. Jak výškově, tak podélně i příčně.

V první kapitole jsem se věnoval únavovým zkouškám, kterým podléhají autokola a strojům, na kterých se tyto únavové zkoušky ve firmě Maxion Wheels Czech provádějí. Ve druhé a třetí kapitole jsem se zabíral zhodnocením současného stavu stroje a návrhům vylepšení vybraných konstrukčních uzlů. V kapitole čtvrté jsem navrhoval svařovanou konstrukci stroje. Snažil jsem se o to, aby konstrukce byla co nejtužší a snadno nastavitelná, což se za mě podařilo. Výpočtová část se týkala návrhových a pevnostních výpočtů vybraných konstrukčních uzlů. V poslední části jsem se věnoval kontrole výsledků výpočtů hřídele namáhané na ohyb za rotace pomocí metody konečných prvků v softwaru Inventor 2019.

Návrhy, které jsem ve třetí kapitole přednesl, se poslaly na poptávku a v průběhu několika měsíců se budou vyrábět. Při vypracování návrhů jsem získal mnoho poznatků a zkušeností, které zajisté v budoucí praxi využiji. Využil jsem také mnoho získaných informací, které jsem nabyl během výuky.

### **Poděkování**

Chtěl bych zde poděkovat firmě Maxion wheels Czech, s. r. o., která mi umožnila řešit tuto úlohu. Zejména bych chtěl poděkovat svému mentorovi Ing. Pavlu Bosákovi. Vždy mi pomohl s řešením dané problematiky. Dále bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři za odborné rady, připomínky a vedení při psaní bakalářské práce.

## Seznam použité literatury

- [1] ISO 3006 - Road vehicles — Passenger car wheels for road use — Test methods. 4. 2005.
- [2] Zkušební stroj Leonardo [online]. [cit. 2019-12-16]. Dostupné z: <http://www.leonardoautomation.com/en/products/test-measurement-of-rims-and-wheels/80-machines-for-test-and-measurement-of-light-alloy-and-steel-wheels>
- [3] Zkušební stroj Inmess [online]. [cit. 2019-12-16]. Dostupné z: <https://www.inmess.de/en/products/rims/rotary-bending-fatigue-test-machine-rbt/>
- [4] Elektromotor Siemens [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.elektromotory-berg.cz/obchod/elektromotory-750ot-min-1/elektromotor-siemens-1le1002-1dd33-4xxx-5-5kw.html>
- [5] Rotex pružná spojka [online]. [cit. 2019-12-16]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [7] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠTÁČEK. Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0980-X.
- [8] Mechanické vlastnosti ocelí [online]. [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [9] Lichoběžníkový závit [online]. [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/lichobeznikovy-zavit-rovnoramenny-tr>
- [10] Součinitel tření [online]. [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [11] Soudečkové ložisko [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-21308%20E?system>

### Použitý Software:

CATIA V5

Inventor 2019

MS Paint

Microsoft Office word 2019

Microsoft Office excel 2019

## Seznam příloh

Výkresy:

Příloha A	0-120-61-72422 – Zkušební stroj BMW
Příloha B	1-120-61-72442 – Hřídel 112 x 5
Příloha C	3-120-61-72312 – Podpěrný kroužek
Příloha D	3-120-61-72407 – Závaží 500 g
Příloha E	4-120-61-72298 – Šroub
Příloha F	4-120-61-72331 – Tyč pro závaží
Příloha G	4-120-61-72409 – Objímka 25
Příloha H	4-120-61-72786 – Objímka 12,5
Příloha I	4-120-61-72814 – Kámen